

SHIPPING

船舶

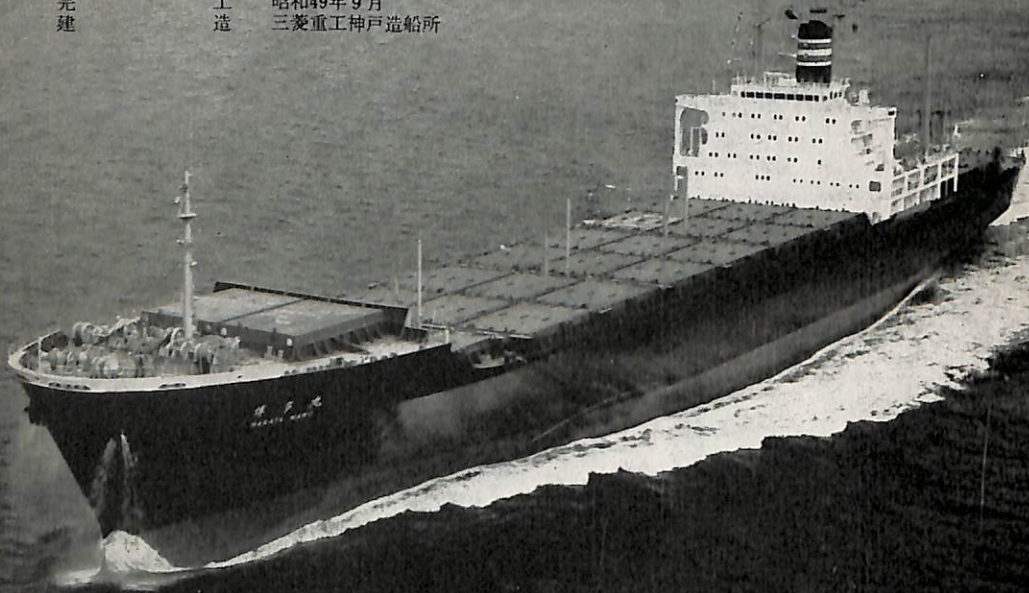
1974 VOL. 47

12

日本郵船(株)向け大型コンテナ船

“博多丸”

載貨重量	約26,400t
主機連続最大出力	36,000PS (118rpm)
速力(試運転時最高)	26.0ノット
(航海)	22.6ノット
完建	昭和49年9月
工造	三菱重工神戸造船所



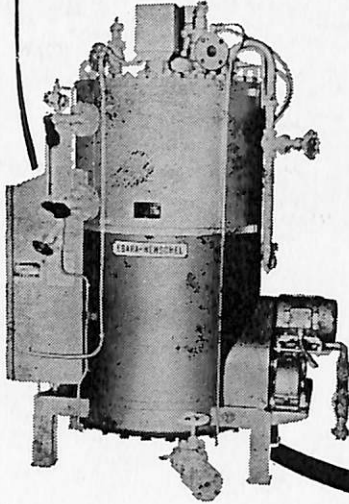
三菱重工業株式会社

昭和五年三月三十日 第三種郵便物認可
 昭和四十九年十二月七日 印刷
 昭和三十三年三月二十八日運輸省特別扱承認雑第四〇六号
 毎月一回二十三日発行

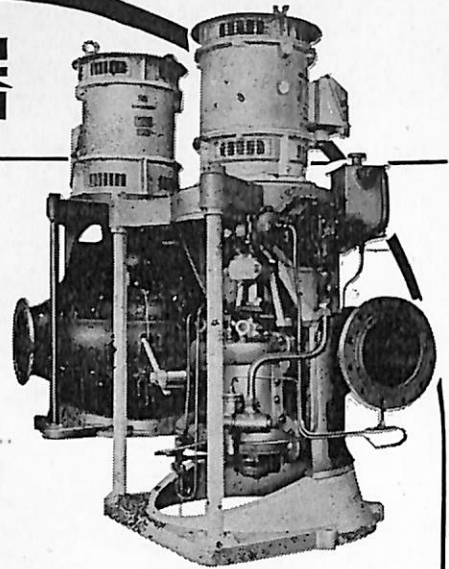
天 然 社

エハラの船用機器

船舶用
エハラヘンシェル・ボイラ



各種船用ポンプ
送排風機
空調機器
甲板機械用油圧装置
サイドスラスト装置
ヒーリングポンプ装置



エハラ船用ポンプ



荏原製作所

本社：東京都大田区羽田旭町 741-3111
東京支社：東京都中央区銀座6丁目 朝日ビル 572-5611
大阪支社：大阪市北区中之島2丁目 新朝日ビル 203-5441
営業所：名古屋221-1101・福岡77-8131・札幌24-9236
出張所：仙台25-7811・広島48-1571・新潟28-2521・高松33-6611

精度を誇る♡印の航海用六分儀



Cat No. 637 MS-3

玉屋航海用六分儀は四十年にわたる経験と卓越せる技術、精選した材料とによって製造したもので、測角精度はもとより反射鏡、シェードグラスの優秀なこと、構造の堅牢なことは定評のあるところです。

分度目盛、-5~125° 1°目盛
マイクロメーター 1'目盛
単眼鏡 7×50m.m.

登録♡商標 株式会社 玉屋商店

本社 東京都中央区銀座4-4-4 (和光裏通り) 電・(561) 8 7 1 1 (代表)
支店 大阪市南区順慶町4-2 電・(251) 9 8 2 1 (代表)
工場 東京都大田区池上2-14-7 電・(752) 3 4 8 1 (代表)

ユニークなセンサを採用した

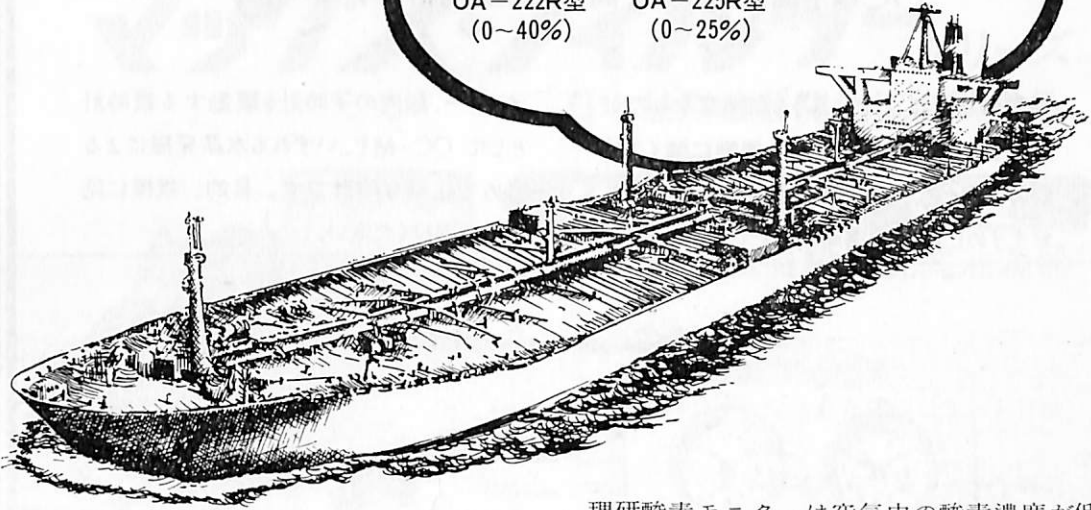
酸素欠乏又は過剰による事故防止用

理研酸素モニター

労働省産業安全研究所検定合格品(合格番号第3134号)

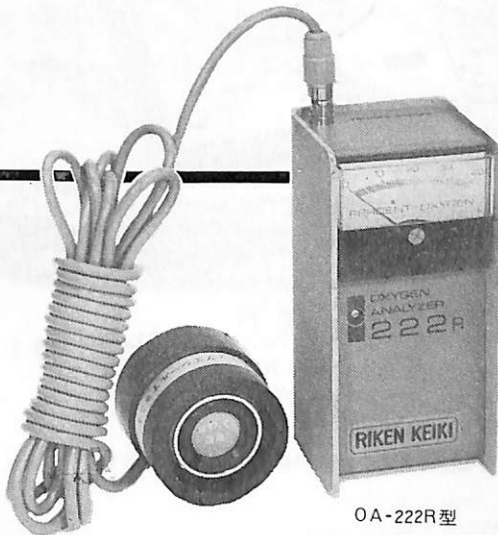
OA-222R型
(0~40%)

OA-225R型
(0~25%)



理研酸素モニターは空気中の酸素濃度が低下し、人命が危険にさらされたり、逆に酸素濃度が高くなり化学反応、火災・爆発の起りやすい場所など広い範囲にわたって測定できます。

- 携帯式 OA-222R型(本質安全防爆型)0~40%
OA-225R型(本質安全防爆型)0~25%
- その他 定置式OM-300型(0~50%, 0~100%)標準又は(0~10%, 0~25%)又は(0~25%, 0~50%) 携帯式OM-322R型(警報付)0~25%又は0~40%



OA-222R型

携帯式 OA-222R型 OA-225R型

本質安全防爆型 (労働省産業安全研究所検定合格品)

- 船艙・タンク等爆発危険場所で使用するのに最適です。
- 電池不要
- 長寿命で堅牢なセンサー (180,000時間又は1年間)
- 小型軽量で携帯に非常に便利
- 必要に応じて300mまで延長コード取付可能(標準3m)
- 取扱いは簡単で保守点検が容易
- 高精度ですばやい応答
- 湿度100%にも影響なし



理研計器株式会社

本社/営業本部 東京都板橋区小豆沢2-7-6 ☎(03)966-1111(大代表)

横浜営業所 ☎(045)322-5181-2

大阪営業所 ☎(06)312-5521-3

札幌営業所 ☎(011)231-1644

広島営業所 ☎(0822)21-8671(代)

名古屋営業所 ☎(052)262-1686(代)

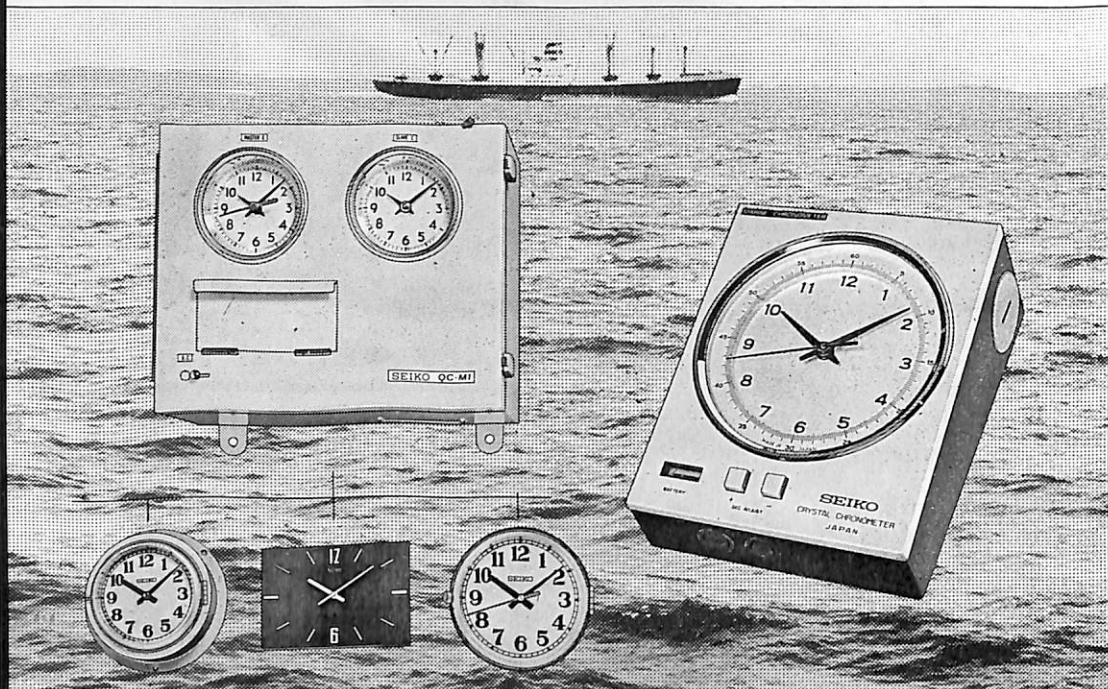
理研九州販売 ☎(092)431-2558

セイコー船舶時計 QC

QCは水晶発振による、高性能設備時計です。

船舶の時計は、なによりも高精度なものが必要とされます。温度変化、振動に強く、抜群の耐久性で定評あるセイコー船舶時計をおすすめします。標準時計としてマリンクロノ

メーター、船内の子時計を駆動する親時計として QC-M1、いずれも水晶発振による極めて正確な時計です。目的、規模に応じてお選びください。



QC-M1 260×320×160(%)重量8.5kg

- パルス駆動で長寿命。正確な0.5秒運針
- 現地時間に簡単に合わせられる、正転・逆転可能
- 前面ワンタッチ操作の自動早送り装置・秒針規正装置
- MOS・IC採用のユニット化による安定性・保守性の向上
- 無休止制の交・直電源自動切替つき

豊富にそろった船舶用子時計、お好みのデザインをお選びください。

マリンクロノメーター

QC-951-II 200×160×70(%)重量2.6kg

- 乾電池2個で、約12ヶ月間作動
- 精度保証範囲0°C~40°C
- 平均日差 ±0.1秒

小型、軽量ですから、自由に持ち運びできます。

SEIKO

セイコー・株式会社 服部時計店

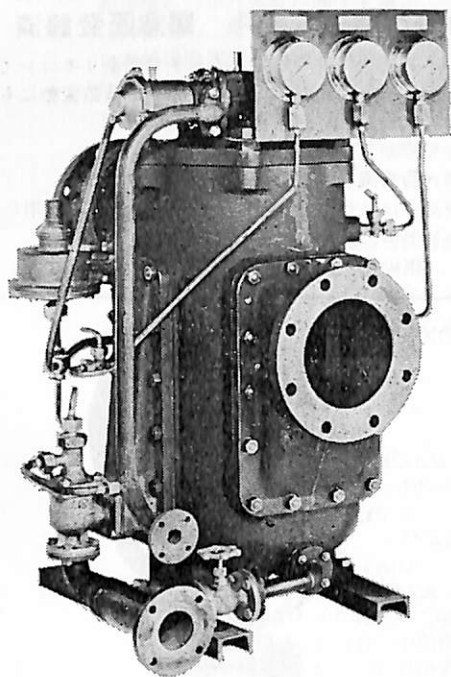
油汙過作業の省力化…

特許

機関室を広くする

マックス・フィルタースシリーズ

日本船用機器開発協会助成品



MAX-FILTER LS型

完全自動逆洗式油濾器

LS型の特長

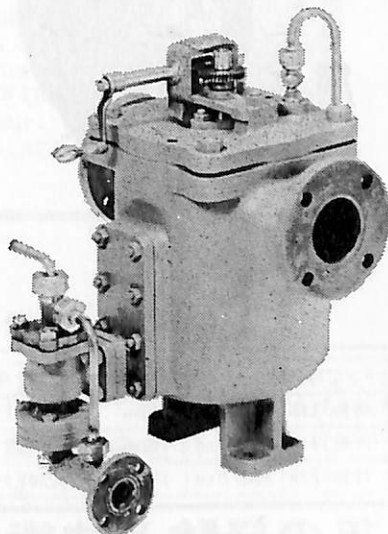
- 動力一切不要
- 設定された差圧になると自動逆洗
- 手動逆洗もワンタッチで可能
- 世界特許・液圧往復運動機・ハイドロシプロケーターを採用

MAX-FILTER LSM型

手動逆洗式油濾器

LSM型の特長

- 一分間で逆洗終了
- 手をよごさぬワン、ツー、スリー操作でOK



単筒型式であるが重聯装備の必要なし コンパクトで据付けにスペースをとらない

 **新倉工業株式会社**

本部 横浜市戸塚区小菅ヶ谷町1703
☎ 045 (892) 6271(代)
東京営業所 東京都品川区東五反田2-14-18
☎ 03 (443) 6571(代)
大阪営業所 大阪市北区梅田町34千代田ビル西館
☎ 06 (345) 7731(代)

世界的水準をはるかに抜く明るさ!!

●光の王様、光学技術の総結集!!

三信の高性能

キセノン探照燈

■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- 特殊設計により、寿命が長く、電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます

●光の王様、ボタンで自在!!

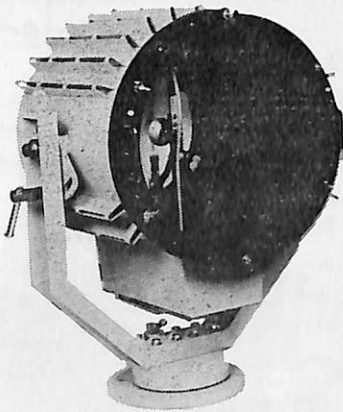
三信の高性能リモコン式

キセノン探照燈

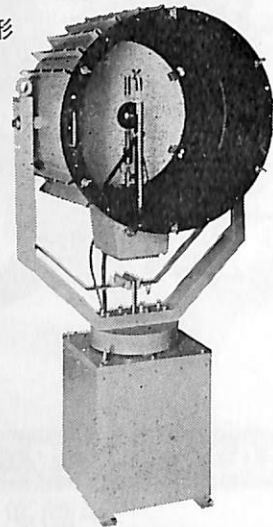
■特許 3件 ■実用新案 3件
■特許出願中 3件 ■意匠登録済

- ふ仰、旋回操作は操作盤スイッチで完全リモコンです。
- 特殊設計により、寿命が長く電圧、周波数変動にも強い。
- 太陽光に最も近い白色光です。
- 光柱光度がきわめて高く、照射距離が長い。
- 全閉式防噴流形構造により、完全防水です。
- 主要部分はステンレス製で、さびず、長期の使用に耐える。
- 特殊放熱板の採用により、温度上昇が少ない。
- 激しい振動や、風速60mの風圧にも十分耐えます。

X-40形



RCX-60形



形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
X-40	(呼称) 1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60A	(呼称) 1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
X-60B	(呼称) 2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

形 式	ランプ容量	最大光柱光度	照射距離	定格電圧	周波数
RCX-40	(呼称) 1KW	3000万cd	10km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60A	(呼称) 1KW	6500万cd	12km	A.C220V1φ	50/60Hz
RCX-60B	(呼称) 2KW	8000万cd	13.5km	A.C220V3φ	50/60Hz

●長年の経験と技術で安心をおとどけする……………



三信船舶電具 株式会社
◎日本工業規格表示許可工場
三信電具製造 株式会社

- 本社/〒101 東京都千代田区内神田 1-16-8 ☎東京(03)295-1831(大代)
- 発送センター/ ☎東京(03)840-2631代
- 北海道配送センター/ ☎函館(0138)43-1411代
- 福岡営業所/ ☎福岡(092)771-1237代
- 室蘭営業所/ ☎室蘭(0143)22-1618
- 函館営業所/ ☎函館(0138)43-1411代
- 高松営業所/ ☎高松(0878)21-4969
- 石巻営業所/ ☎石巻(02252)3-1304
- 工場/ ☎東京(03)887-9525代

船舶

昭和 49 年 12 月 12 日 発行

天 然 社

◇ 目 次 ◇

BP TANKER社向け27万トンタンカー "BRITISH RESPECT"について
 ……川崎重工業株式会社坂出事業部造船設計部…(35)

LNG船の衝突による災害の予測 ……長 沢 準…(42)

船体構造の塑性強度に関する展望 ……山 口 勇 男・長 沢 準…(49)

〔海外文献〕 船の推進機関と機関室の静的動的計算システム…(62)

日本船用機器開発協会の昭和48年度開発事業について(2) ……(財)日本船用機器開発協会…(76)

LNG船(その4材料・溶接および破壊力学)(4)……恵 美 洋 彦・伊 東 利 成…(84)

日立LNG実験船について……日立造船株式会社…(89)

昭和48年度版LNG船規準の解説(7)……日本海事協会…(94)

日本海事協会の造船造船状況資料(49年9月末) ……(101)

NKコーナー……(104)

〔製品紹介〕 金子産業の新製品丸胴海面計用緊急遮断弁……(105)

〔特許解説〕 ☆造 船 法……(106)

“船舶”第47巻1~12号(昭和49年1月~12月号)総目次……(107)

三菱重工業の明石・神戸の研究設備、高砂地区へ集約……(61)

MITSUI-T・B・S. オーシャンゴーイング パージライン ……(100)

竣工船 ☆大 豊 丸 ☆大 啓 丸 ☆周 山 丸 ☆第二菱洋丸 ☆大 峰 山 丸
 ☆伊 勢 丸 ☆あんです丸 ☆博 多 丸 ☆第十二松島丸
 ☆NUMBUG(南北) ☆DERMID 112 ☆SCHFRPEND RECHT
 ☆TROPHY ☆PALM ISLAND ☆THAI YUNG ☆MELIA
 ☆SEA BIRD ☆UNILUCK ☆RAVNI KOTARI ☆LUCY
 ☆VAN CONQUEROR ☆SEPTA ☆GOLDEN CHASE
 ☆NATASHA ☆VERGANGER ☆SANTA ELENA
 ☆UNVERSAL TAI0 ☆WORLD BURMUDA ☆WORLD DIPLOMAT
 ☆ISIS ☆JASTELLA ☆ENERGY GROWTH
 ☆HONAM PEARL ☆GOLDEN DAFFODIL ☆CARINA 1
 ☆JULUK RAYEU/PERMINA 1008 ☆PALACE TOKYO
 ☆ORIENTAL VICTORY

船舶外板・タンク の

電気防蝕に関する調査・設計は

専門のエンジニアリングコンサルタント

中川防蝕工業株式会社に

御相談下さい。

当社は技術士(金属部門)20名を擁する
 ユニークな防蝕専門会社です。

中川防蝕工業株式会社

本 社・東京都千代田区鍛冶町2-2-2 ☎(252)3171
 支 店・大阪市東淀川区西中島5-1-01 ☎(303)2831
 営業所・名古屋☎(962)7866・広島☎(48)0524・福岡☎(77)4664
 出張所・札幌・仙台・新潟・千葉・水島・高松・大分・沖縄



アルミ陽極取付 バラストタンク



日本沿海フェリー「えりも丸」

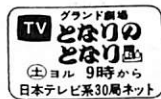


安全な航海のために 操舵室の窓は クリヤーに

結露・氷結から視界をまもります。

変わりやすい海洋気象、飛び散るしぶき、吹きつける
氷雪、操舵室の窓は、どうしても曇りがちです。

でもヒートライトCの窓なら、いつも快適な視界を
お約束します。ヒートライトCは、ガラス表面に薄い
金属膜をコーティングして通电発熱させ、曇りだけで
なく、氷結を防ぎ、融雪もする安全な窓ガラスです。
もちろん金属膜は透視の妨げにはなりませんし、被膜
の保護や感電防止は万全です。またまんいち割れても
破片の飛び散らない安全な合せガラスです。



ヒートコントローラー

※あわせて、ヒートライト製品の姉妹品、ヒート
コントローラーのご使用をおすすめします。

ヒートコントローラーは、自動的に使用適正温度
を保ちますので、ON・OFFの手間がいりません。

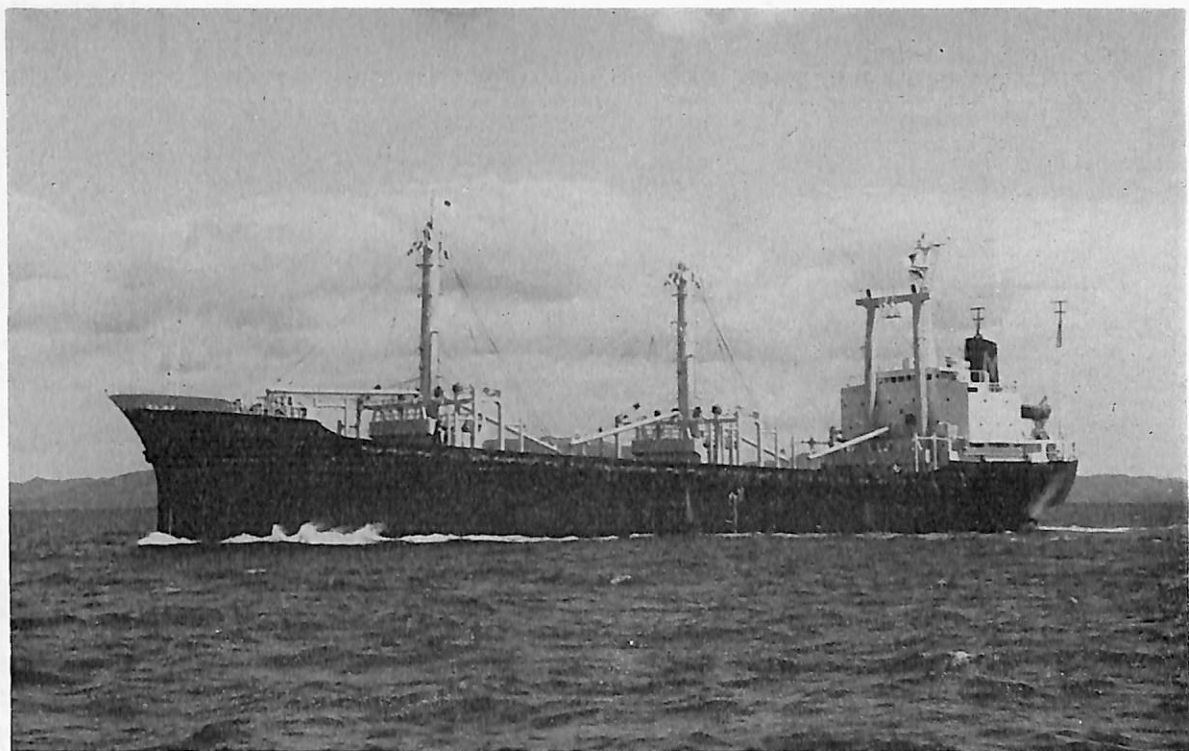
結露・氷結防止作用、融雪作用のある安全ガラス

ヒートライト® C

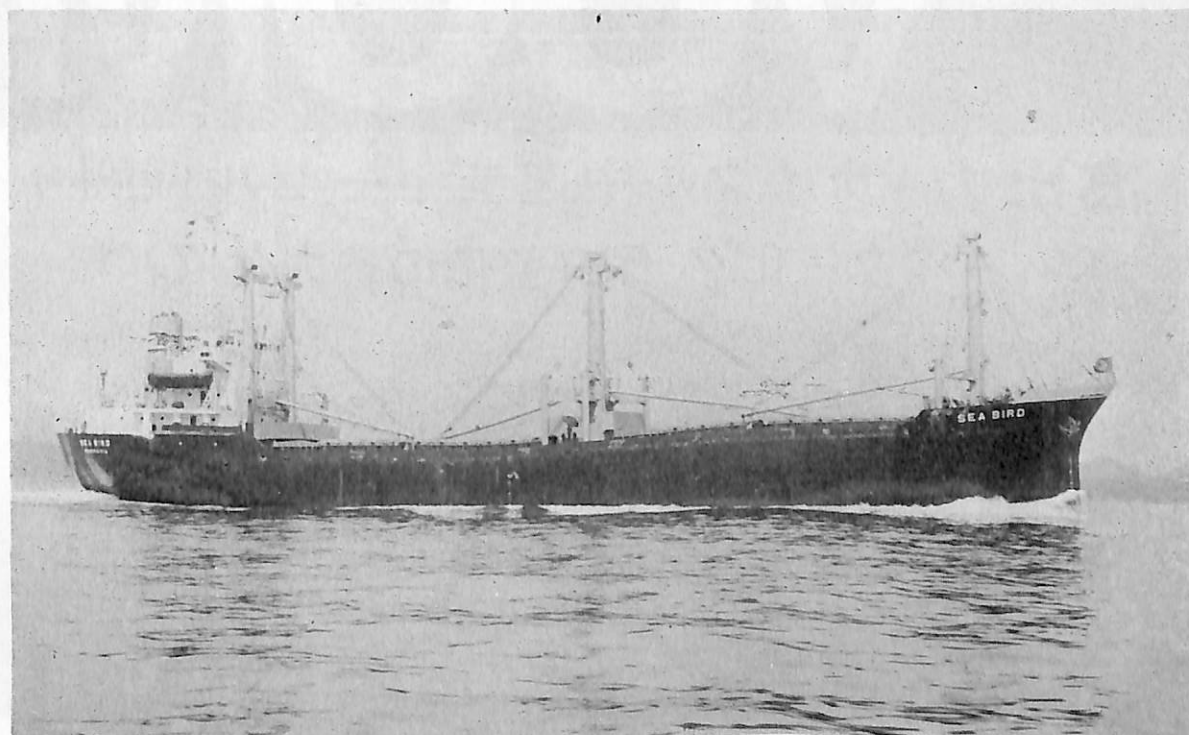
旭硝子

100 東京都千代田区丸の内2-1-2(千代田ビル)
☎(03)218-5339(車輛機材営業部)
支店 = 東京・大阪・福岡・名古屋・札幌・仙台・広島

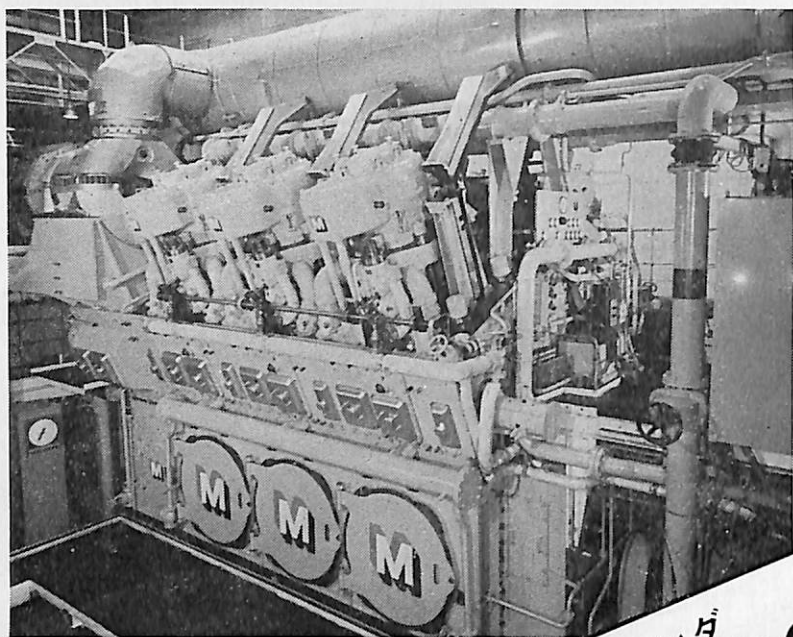
カタログ請求券
12 船舶



MELIA (貨物船) 船主 Melia Shipping Lines S.A. (パナマ) 造船所 株式会社山西造船鉄工所
 総噸数 4,967.22噸 純噸数 3,272.08噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 8,095噸 全長 118.50m 長(垂) 110.00m
 幅(型) 18.00m 深(型) 9.00m 吃水 7.241m 満載排水量 10,962噸 船首楼付平甲板船 主機 神戸発動機7UE
 T45/80D型ディーゼル機関1基 出力 4,250PS×218RPM 燃料消費量 17.2t/d 航続距離 8,700海里 速力
 13.0ノット 汽罐 川重製排エコ×1台 V-SR8E×1台 発電機 250KVA×2 貨物倉(ベール) 10,656.80m³ (グ
 レーン) 11,104.89m³ 清水倉 535.70m³ 燃料油倉 851.47m³ 乗員 32名 工期 49-3-15, 49-6-28, 49-9
 -10



SEA BIRD (貨物船) 船主 Sea Bird Shipping Corp. (リベリア) 造船所 浅川造船株式会社
 総噸数 3,819.48噸 純噸数 2,595.70噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 6,236.78噸 全長 106.44m 長(垂) 97.95m
 幅(型) 16.30m 深(型) 8.15m 吃水 6.68m 満載排水量 8,335噸 凹甲板型 主機 阪神内燃機6LU50A型ディ
 ーゼル機関1基 出力 3,230PS×232RPM 燃料消費量 12.09t/d 速力 12.7ノット 汽罐 5.0kg/cm²×1 発電
 機 200KVA×2 貨物倉(ベール) 6,879m³ (グリーン) 7,853m³ 清水倉 107.72m³ 燃料油倉 375.64m³ 工期 49
 -6-26, 49-8-25, 49-10-7



1シリンダ
1,500馬力

mitsui V60M

高出力4サイクル中速ディーゼル機関 ハイパワー化!! 保守整備の省力化!!

近年の海上輸送の合理化にともない、船舶は「用途」「大きさ」「スピード」において多用化の傾向にあります。その結果、船舶に搭載する推進機関も、その「出力範囲」「プロペラ回転数」の多様化が要求されております。

この要求に応じるため、世界に誇るエンジン生産実績をもつ三井造船の技術は、画期的な中速ディーゼルエンジン「三井V60M」を開発しました。このエンジンは、ロボットによるピストンの解放をはじめ、主軸受の解放、吸排気弁の解放など、保守整備の自動化を徹底的に推し進めた、全く新しい構想のエンジンです。

「三井V60M」によるギヤードプラントは同一機種で、あらゆるプロペラ回転数の選択が可能で、しかもその配列によって、いかなる所要馬力にもお応えすることができます。また、陸用発電機関などにも、巾ひろくその用途が期待されております。



人間と技術の調和に挑む

三井造船

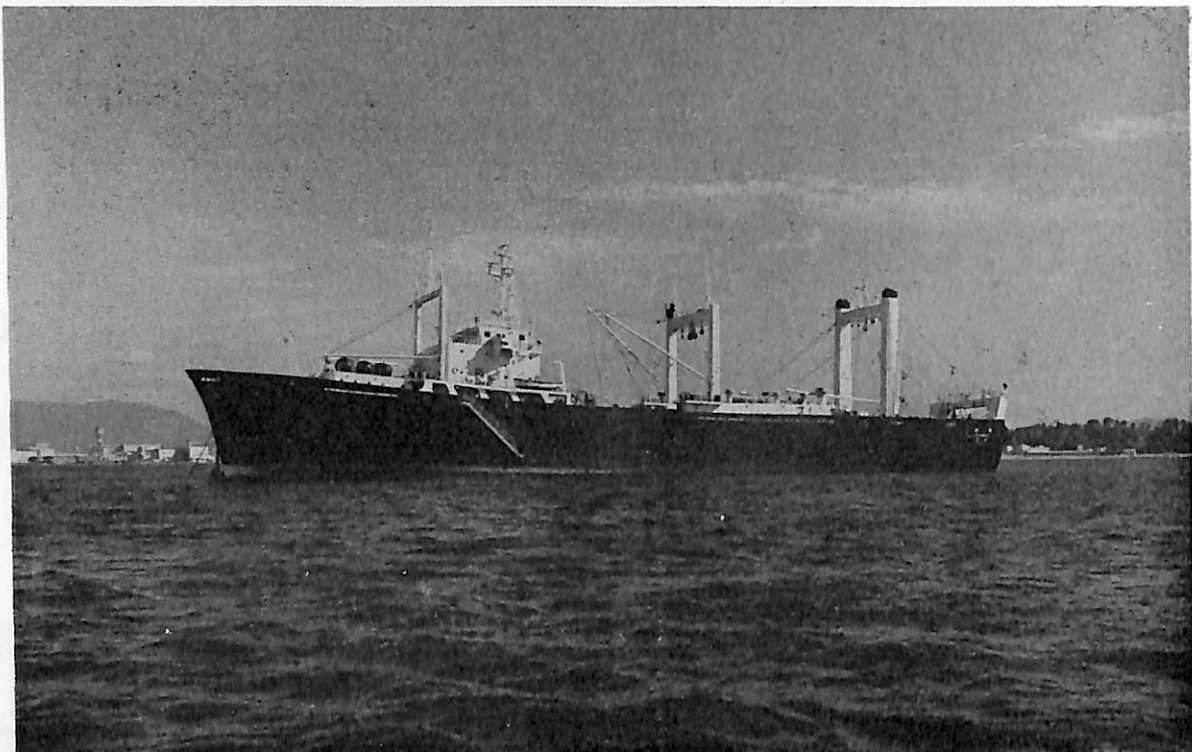
東京都中央区築地5丁目6番4号



大 峰 山 丸 (油槽船) 船主 大阪商船三井船舶株式会社 造船所 三井造船・千葉造船所
 総噸数 124,027.32噸 純噸数 88,214.83噸 遠洋 船級 NK(MO) 載貨重量 234,160噸 全長 324.00m 長(垂)
 310.00m 幅(型) 54.00m 深(型) 26.40m 吃水 19.531m 満載排水量 269,221噸 平甲板型 主機 三井B&W
 10K98FF型ディーゼル機関1基 出力 32,300PS×97.5RPM 燃料消費量 130t/d 航続距離 12,700海里 速
 力 15.80ノット 汽罐 三井2胴式モノウォール型水管1基 発電機 1,000KW×1 760KW×2 貨油倉 286,837.0m³
 清水倉 655.2m³ 燃料油倉 5,691.4m³ 乗員 29名 工期 49-1-22, 49-6-22, 49-10-8



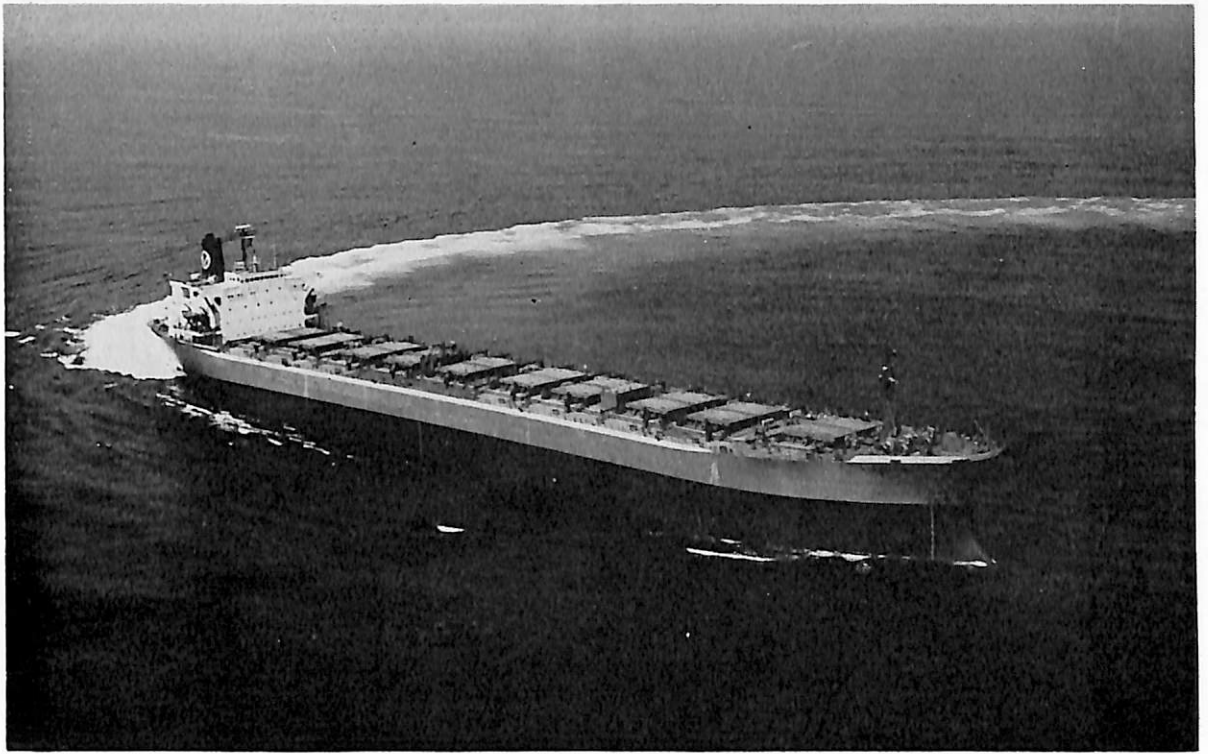
ENERGY GROWTH (油槽船) 船主 Transworld Tankers Transport Inc. (リベリア) 造船所 川崎重工業・
 坂出工場 総噸数 105,662.52噸 純噸数 88,025.08噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 230,265Lt 全長 319.93m 長
 (垂) 305.00m 幅(型) 53.00m 深(型) 25.30m 吃水 19.653m 満載排水量 263,758Lt 平甲板型 主機 川崎
 UA 360型 2段減速歯車装置付船用タービン1基 出力 35,000PS×89RPM 燃料消費量 174.3t/d 航続距離
 16,670海里 速力 16.14ノット 汽罐 川崎UMG 72/56 UA型 2胴水管式×2基 発電機 1,600KW×2, 000KVA×
 AC 450V 1基 750KW×937.5KVA×AC 450V 2基 貨油倉 287,860.43m³ 燃料油倉 8,315.96m³ 清水倉 594.49
 m³ 乗員 49名 工期 48-12-25, 49-6-11, 49-10-8



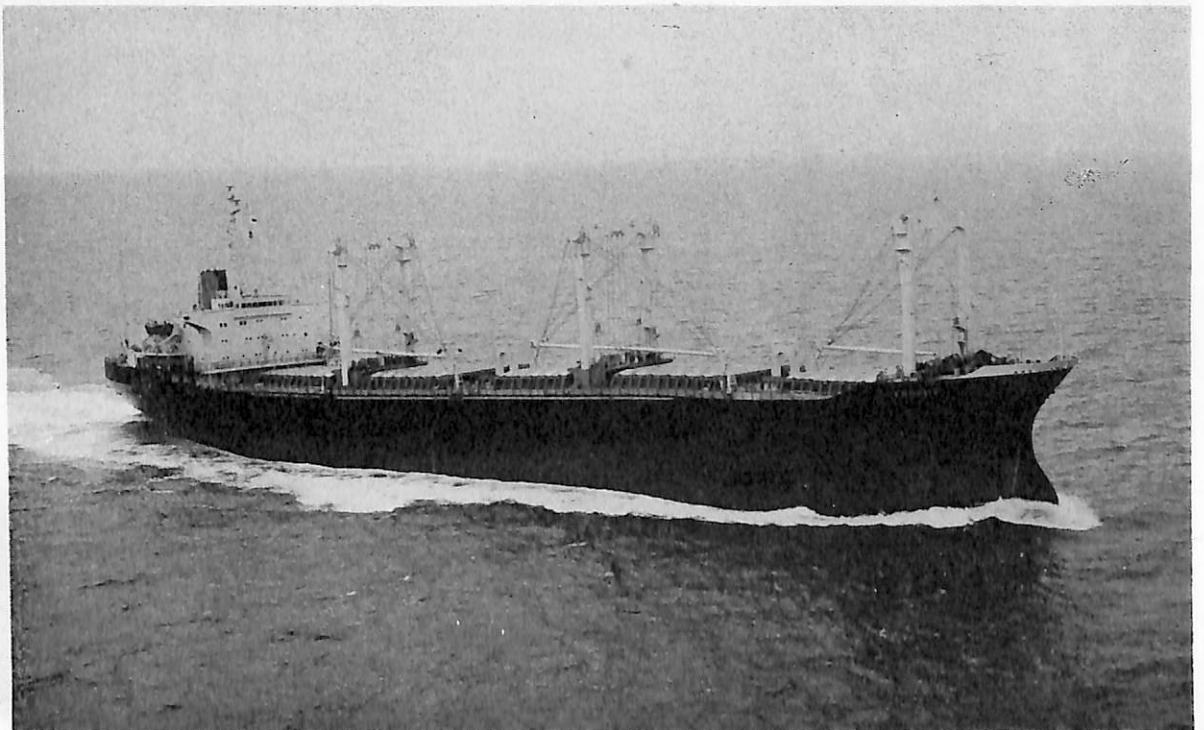
NAMBUG(南北)(船尾式トロール漁船) 船主 Nambug Fisheries Co., Ltd. (韓) 造船所 福岡造船株式会社
 総噸数 5,564.92噸 純噸数 3,008.18噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 4,537.68噸 全長 110.71m 長(垂) 101.80m
 幅(型) 17.80m 深(型) 11.00m 吃水 6.767m 満載排水量 8,550.00噸 平甲板型 主機 神戸発動機 9UET 45
 /75C型ディーゼル機関1基 出力 4,850PS×218RPM 燃料消費量 24t/d 航続距離 23,500海里 速力 14ノット
 汽罐 SGF-S2,000×2台 2,150kg/h×2 発電機 AC 450V×60Hz×750KW×3台 魚艙 2,683.3m³ 魚粉艙
 707.9m³ 魚油槽 261.9m³ 清水槽 299.96m³ 燃料油槽 2,393.27m³ 乗員 147名 工期 48-11-16, 49-3-28,
 49-9-30 設備 漁体処理工場 ミール工場等



PERMINA 112(油槽船) 船主 Agdesidens Rederi A/S. (ノルウェー) 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所
 総噸数 77,409.60噸 純噸数 54,038.13噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 138,555噸 全長 267.00m 長(垂) 258.00m
 幅(型) 44.00m 深(型) 22.90m 吃水 17.002m 満載排水量 164,491噸 船首楼付一層甲板型 主機 住友スル
 サー9RND90型ディーゼル機関1基 出力 22,200PS×116RPM 燃料消費量 93.1t/d 航続距離 27,000海里
 速力15.06ノット 汽罐 二胴水管式 35t/h 2台 排ガスエコマイザー 2.5t/h 1台 発電機 750KW 3台 貨油倉
 171,521m³ 清水倉 332.6m³ 燃料油倉 7,491.6m³ 乗員 42名 工期 48-12-12, 49-6-17, 49-10-15



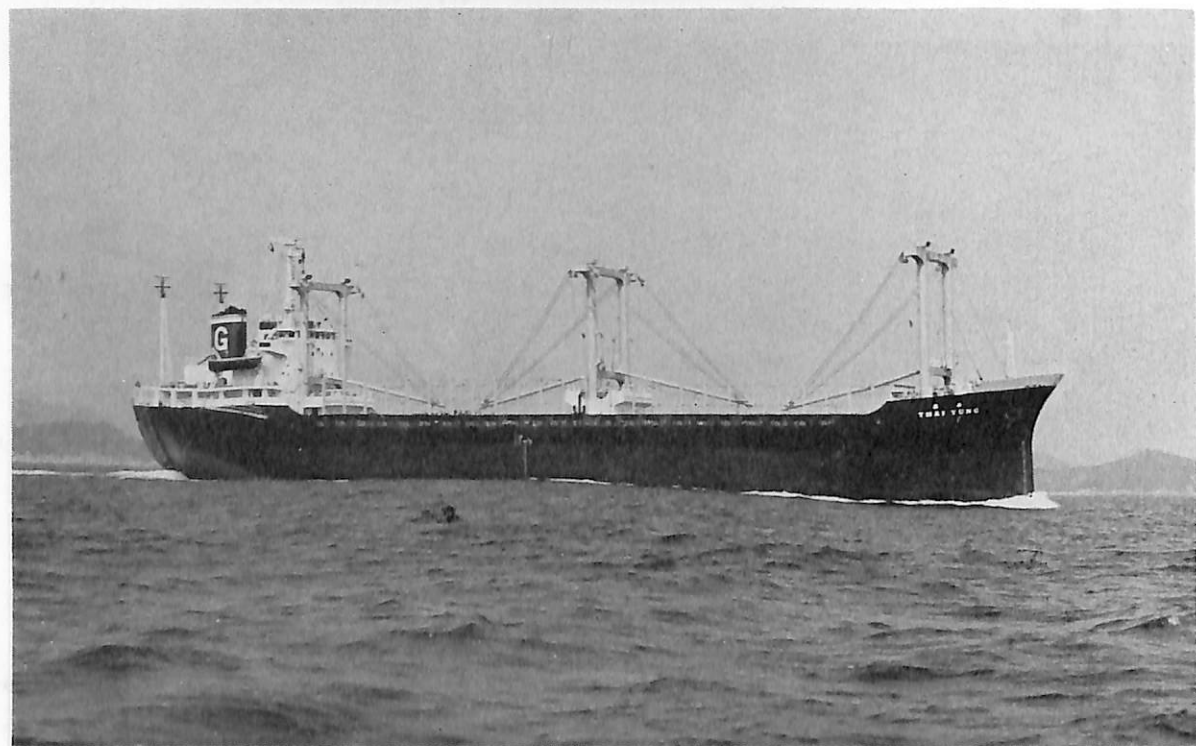
SCHERPENDRECHT (ばら積貨物船) 船主 Shipping Company Scherpendrecht N.V. (Honduras) 造船所 日本鋼管・鶴見造船所 総噸数 38,611.27噸 純噸数 31,185.26噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 67,688噸 全長 224.000m 長(垂) 214.000m 幅(型) 32.200m 深(型) 18.700m 吃水 13.603m 満載排水量 79,935噸 平甲板型 主機 住友スルザー 6RND 90型ディーゼル機関1基 出力 15,600PS×118RPM 燃料消費量 57.3t/d 航続距離 16,040海里 速力 15.4ノット 汽罐 全自動式油焼き立形水管ボイラー 発電機 560KW×450V3台 貨物倉(グリーン) 81,318.2m³ 清水倉 412m³ 燃料油倉 2,643m³ 乗員 52名 工期 49-3-14, 49-6-13, 49-9-26



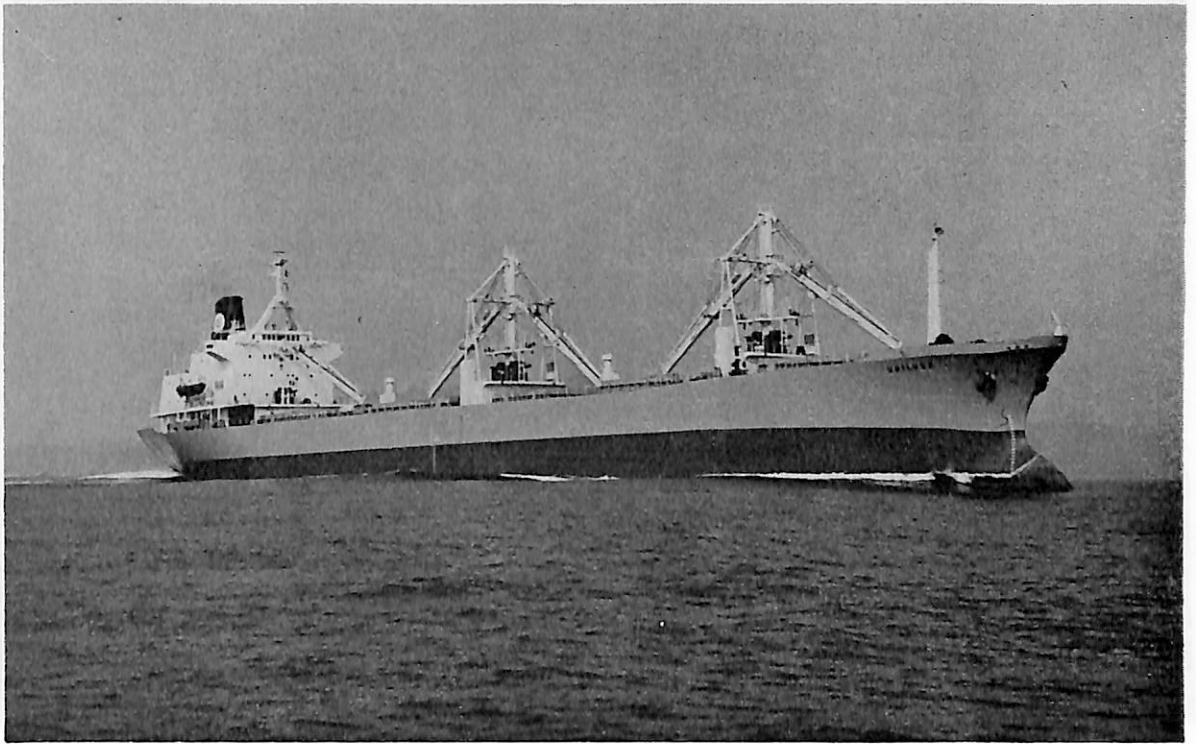
TROPHY (ばら積貨物船) 船主 Triumph Shipping S.A. (パナマ) 造船所 株式会社金指造船所 総噸数 18,699.71噸 純噸数 12,780噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 33,523噸 全長 182.18m 長(垂) 170.00m 幅(型) 27.00m 深(型) 15.20m 吃水 10.94m 満載排水量 41,222噸 凹甲板船 主機 三井B & W 6K74EF型ディーゼル機関1基 出力 10,600PS×120RPM 燃料消費量 41.0t/d 航続距離 13,500海里 速力 15ノット 汽罐 1,500kg/h×7kg/cm²G×1 発電機 650PS×3 貨物倉(ベール) 39,141.58m³ (グリーン) 44,766.59m³ 清水倉 532.02m³ 燃料油倉 2,125.30m³ 乗員 38名 工期 49-3-15, 49-8-6, 49-10-30



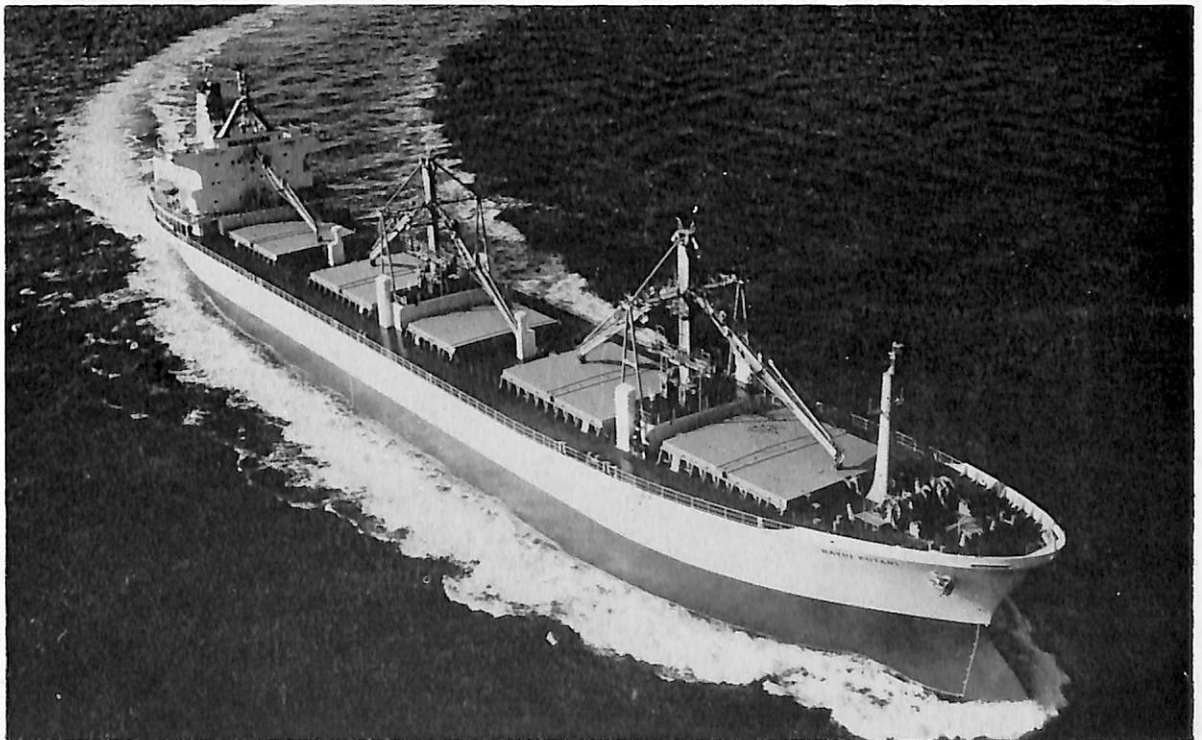
PALM ISLANDS (貨物船) 船主 Bule Sea Shipping Co., Ltd. (ソマリア) 造船所 林兼造船・長崎造船所
 総噸数 9,650.17噸 純噸数 6,158.58噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 13,407.12噸 全長 155.60m 長(垂) 145.00m
 幅(型) 21.20m 深(型) 12.20m 吃水 9.404m 満載排水量 19,059.00噸 凹甲板船 主機 川重MAN・K6 Z70/
 120 E型ディーゼル機関1基 出力 8,370PS×135.2RPM 燃料消費量 31.8t/d 航続距離 13,700海里 速力
 16.80ノット 汽罐 コクラン罐 7 kg/cm²×1台 発電機 720KVA×2台 貨物倉(ペール) 18,516.45m³ (グレーン)
 20,318.36m³ 清水倉 714.81m³ 燃料油倉 1,539.95m³ 乗員 38名 工期 49-6-7, 49-7-5, 49-10-31



THAI YUNG (貨物船) Glory Navigation Co., Ltd. (台湾) 造船所 渡辺造船株式会社
 総噸数 4,905.52噸 純噸数 3,209.08噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 7,844.98噸 全長 115.65m 長(垂) 107.10
 m 幅(型) 17.40m 深(型) 8.70m 吃水 7.004m 満載排水量 10,272.68噸 凹甲板船 主機 神戸発動機6UET
 45/80 D型ディーゼル機関1基 出力 3,825PS×218RPM 燃料消費量 15.2t/d 航続距離 10,000海里 速力
 12.80ノット 汽罐 コクランコンポジット 7kg/cm²×700kg/hr 発電機 250KVA×445V×2 貨物倉(ペール)
 10,220.92m³ (グレーン) 10,695.39m³ 清水倉 516.61m³ 燃料油倉 650,306m³ 乗員 34名 工期 49-6-4, 49
 -8-11, 49-9-28



UNILUCK (貨物船) 船主 Venturer Carriers Inc. 造船所 石川島播磨重工業・東京工場
 総噸数 13,196.31噸 純噸数 9,483.57噸 遠洋 船級 LR 載貨重量 22,669噸 全長 164.33m 長(垂) 155.44m
 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.848m 主機 IHI-SEMT ビールスチック 16PC-2V型ディーゼル機
 関1基 出力 7,200PS×482RPM 燃料消費量 33.7t/d 航続距離 15,000海里 速力 15.0ノット 発電機 260
 KW×60Hz×450V 貨物倉(ベール) 29,950.9m³ (グレーン) 30,907m³ 清水倉 201.4m³ 燃料油倉 1,540m³ 乗
 員 31名 工期 49-5-28, 49-7-29, 49-9-8



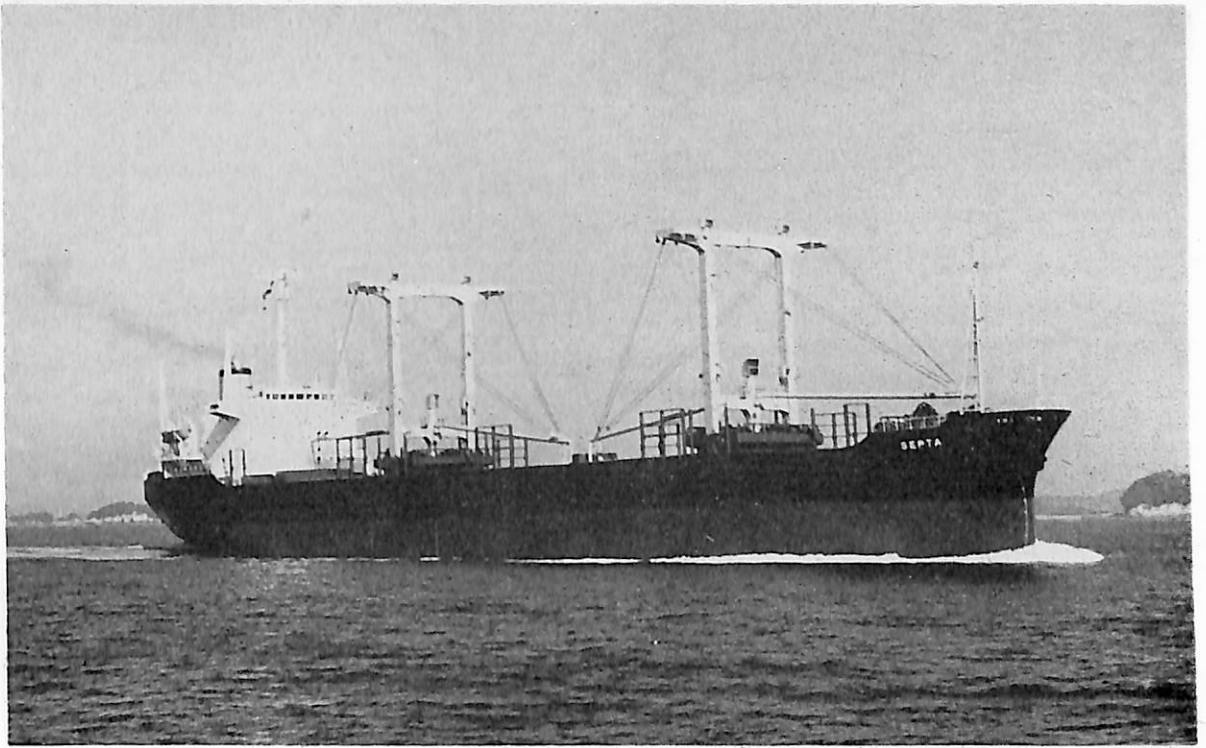
RAVNI KOTARI (貨物船) 船主 Jugoslavenska Tankerska Plovidba (ユーゴスラビア) 造船所 石川島播磨
 重工業・知多工場 総噸数 13,764.01噸 純噸数 9,524.94噸 遠洋 船級 BV, JR 載貨重量 22,614噸 全長 164.33m
 長(垂) 155.448m 幅(型) 22.86m 深(型) 13.56m 吃水 9.875m 平甲板船 主機 IHI-SEMT-ビールスチ
 ック 16PC2V型ディーゼル機関1基 出力 7,200PS×482RPM 燃料消費量 28.1t/d 航続距離 15,000海里 速力
 15.0ノット 汽罐 コンポジット型×1 8.5kg/cm²G×2.5t/h 発電機 260KW, 60Hz×450V×1 310KW, 60Hz×
 450V×2 貨物倉(ベール) 29,843.2m³ (グレーン) 30,801.0m³ 清水倉 201.4m³ 燃料油倉 1,389.6m³ 乗
 員 25名, 外2名 工期 48-7-19, 48-10-31, 49-2-14 備考 名古屋工場最終建造船



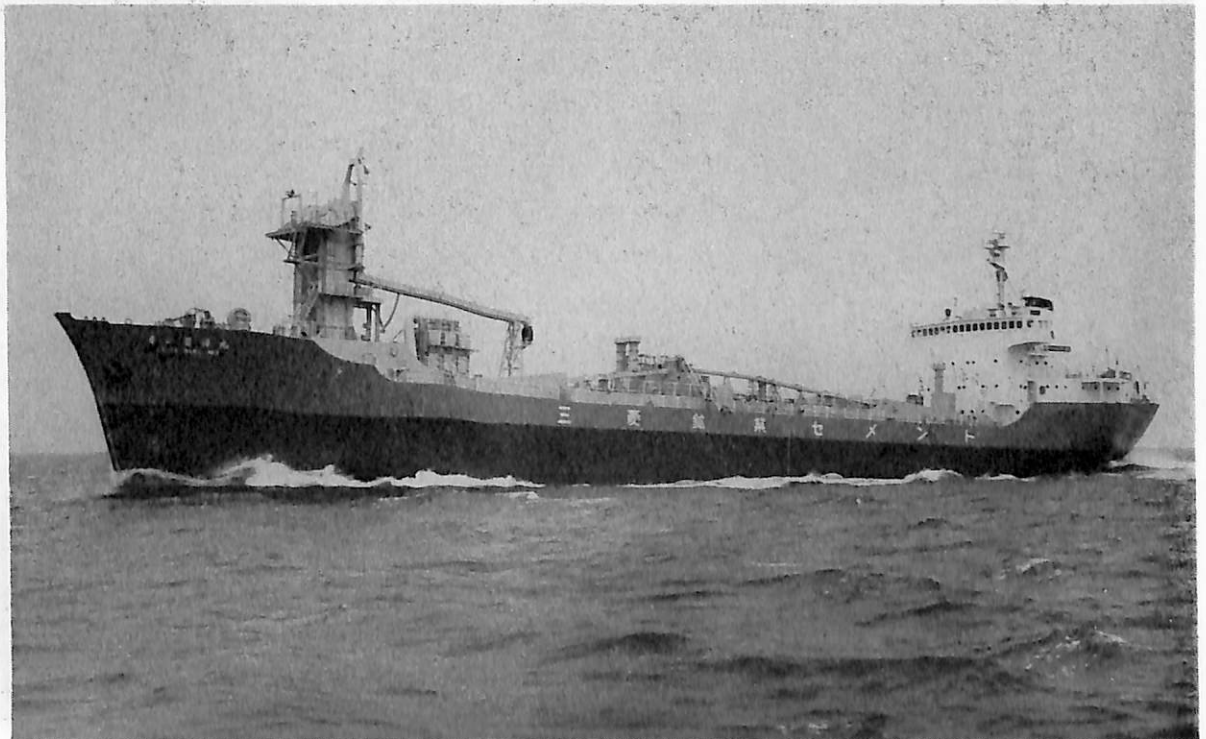
LUCY (ばら積貨物船) 船主 Cape Palmas Shipping Company (ギリシャ) 造船所 株式会社名村造船所
 総噸数 16,005.92噸 純噸数 10,782噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 26,631噸 全長 177.03m 長(垂) 167.00m
 幅(型) 22.90m 深(型) 14.50m 吃水 10.407m 満載排水量 33,486噸 凹甲板型 主機 三菱スルザー6RND76
 型ディーゼル機関1基 出力 10,200PS×116RPM 燃料消費量 C 38.3 A 2.0t/d 航続距離 18,100海里 速力
 15.1ノット 汽罐 フレミングボイラー7kg/cm²×169.6°C 1,350kg/h 発電機 AC60Hz, 500KVA(400KW), 450V
 ×3 貨物倉(ベール) 32,890m³ (グリーン) 34,247m³ 清水倉 156.2m³ 燃料油倉 2,036.4m³ 乗員 36名 工期
 49-3-29, 49-7-9, 49-10-15



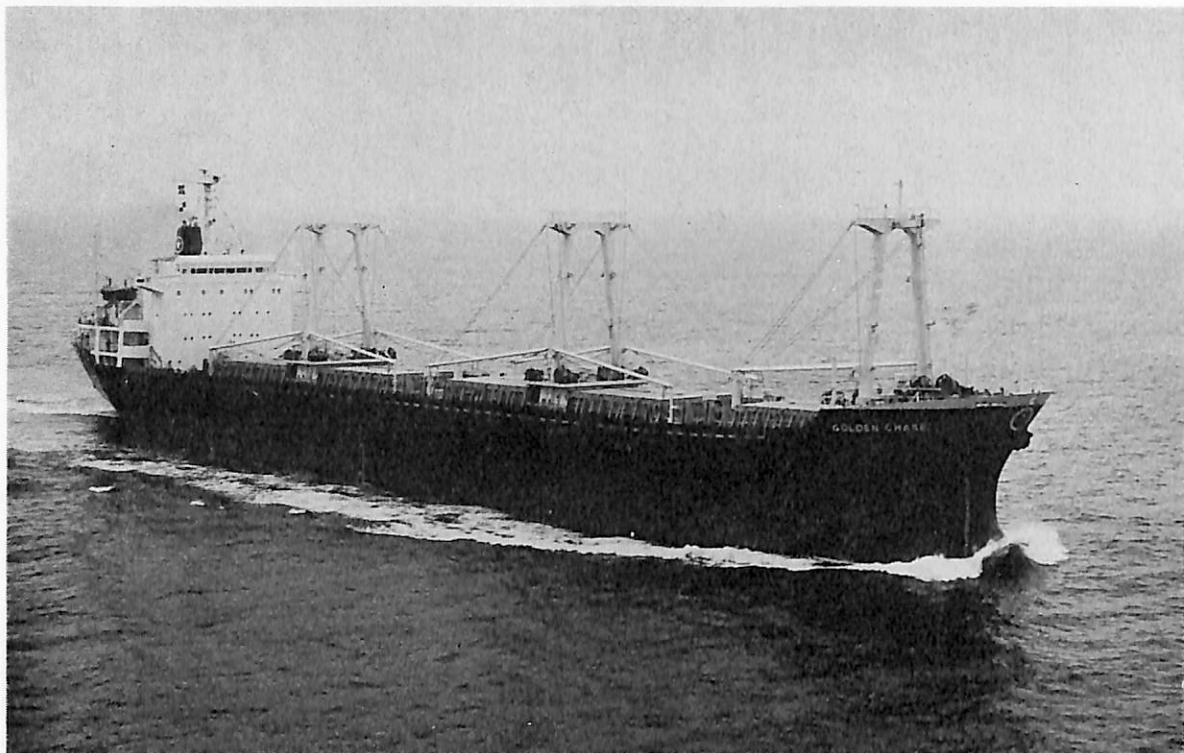
VAN CONQUEROR (ばら積貨物船) 船主 Eastern Navigation Co., Inc. (リベリア) 造船所 林兼造船・下
 関造船所 総噸数 15,940.69噸 純噸数 10,690.69噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 27,562Lt 全長 176.95m 長
 (垂) 165.00m 幅(型) 25.00m 深(型) 14.20m 吃水 10.25m 満載排水量 35,570噸 凹甲板船 主機 三菱重
 工2サイクル単動クロスベツト7RND68型ディーゼル機関1基 出力 10,400PS×140RPM 燃料消費量 35t/d
 航続距離 14,500海里 速力 14.75ノット 汽罐 縦コクラン7kg/cm²G×1,500kg/h 発電機 500KVA×450V×3
 貨物倉(ベール) 35,249m³ (グリーン) 36,172m³ 清水倉 405m³ 燃料油倉 1,964m³ 乗員 43名 工期 49-4-
 19, 49-7-5, 49-10-11



SEPTA (ばら積運搬船) 船主 Septa Shipping Limited (リベリア) 造船所 東北造船株式会社
 総噸数 10,250.49噸 純噸数 6,334.87噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 18,955噸 全長 155.040m 長(垂) 146.000m
 幅(型) 22.800m 深(型) 12.500m 吃水 9.181m 満載排水量 23,926.1噸 凹甲板船 主機 住友スルザー 6
 RND68型ディーゼル機関1基 出力 8,910PS×145RPM 燃料消費量 32.2t/d 航続距離 15,400海里 速力
 15.0ノット 汽罐 クレイントンボイラー1基 7kg/cm²常用×1,500kg/hr 発電機 360KW(450KVA)×2 貨物倉
 (ベール) 21,664.2m³ (グリーン) 22,654.1m³ 清水倉 464.7m³ 燃料油倉 1,418m³ 乗員 37名 工期 49-5-23,
 49-8-8, 49-11-12



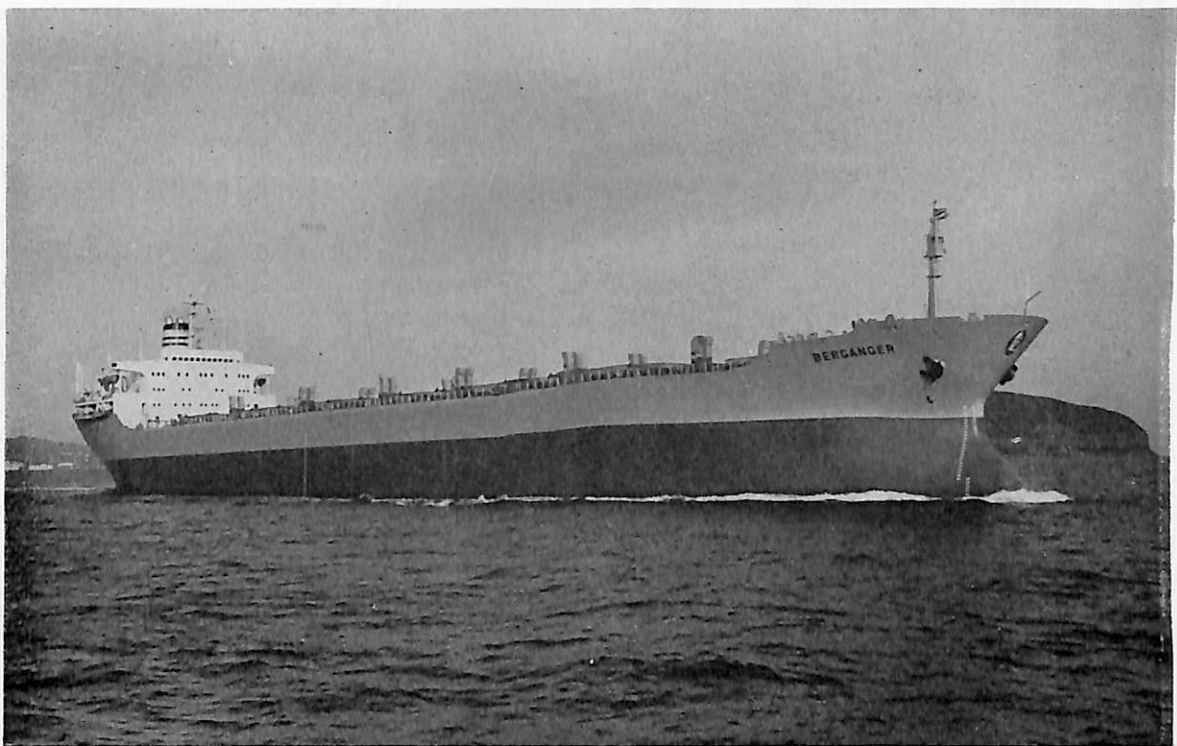
第二菱洋丸 (ばら積貨物船) 船主 三菱鉱業株式会社 造船所 三菱重工業・下関造船所
 総噸数 4,053.54噸 純噸数 2,401.85噸 沿海 船級 NK 載貨重量 6,706噸 全長 113.05m 長(垂) 104.00m
 幅(型) 16.00m 深(型) 8.20m 吃水 6.50m 満載排水量 8,798噸 凹甲板船 主機 神発6UET45/75C型ディ
 ーゼル機関1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 12t/d 航続距離 3,000海里 速力 13.00ノット 汽罐
 クレイントン型1基 619kg/h 発電機 150KW×3 貨物倉(グリーン) 5,778m³ 清水倉 75.00m³ 燃料油倉 139m³
 乗員 20名 工期 48-12-7, 49-6-22, 49-9-28



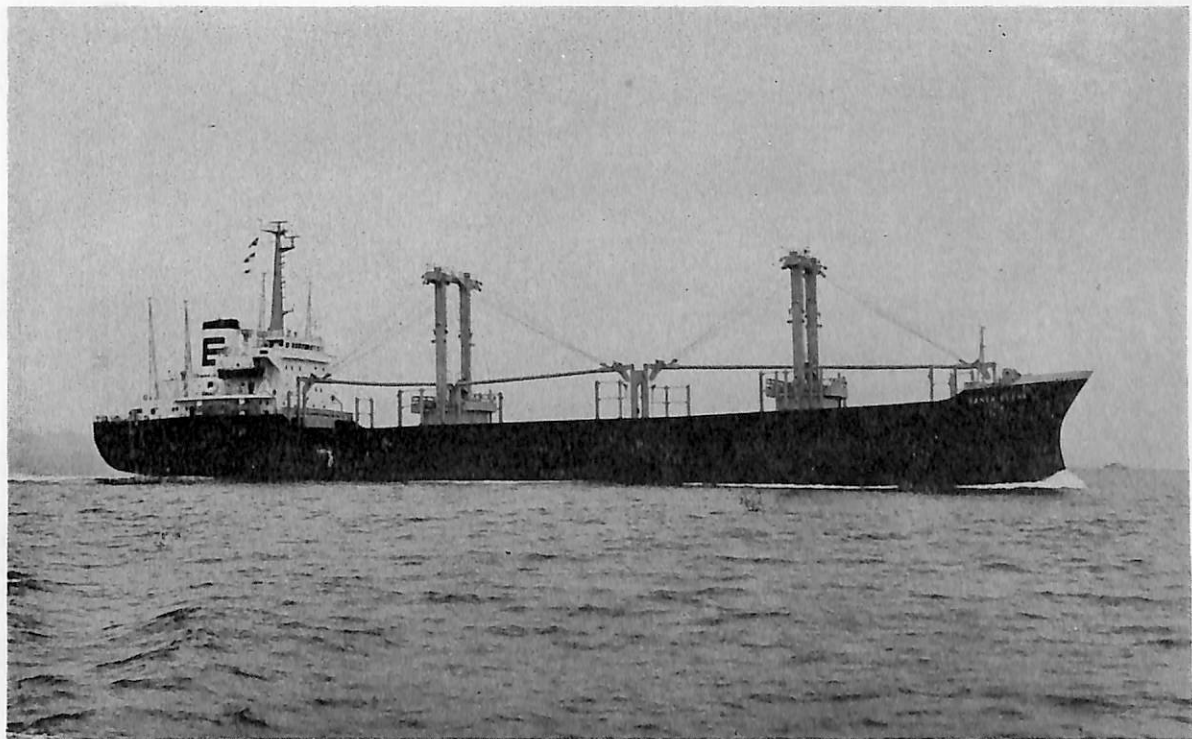
GOLDEN CHASE (ばら積貨物船) 船主 Golden Chase Steamship, Inc. (リベリア) 造船所 日本鋼管・清水造船所 総噸数 13,035.84噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 22,058噸 全長 155.70m 長(垂) 145.70m 幅(型) 22.86m 深(型) 13.60m 吃水 9.909m 満載排水量 26,470噸 凹甲板船 主機 住友スルザー6 RND68型ディーゼル機関1基 出力 7,650PS×130RPM 燃料消費量 27.9t/d 航続距離 27,300海里 速力 15.1ノット 汽罐 ALLBORG コンポジット罐×1 発電機 AC450V, 310V×2 貨物倉(ベール) 25,117m³ (グリーン) 29,151m³ 清水倉 84.00m³ 燃料油倉 2,541.00m³ 乗員 38名, 外2名 工期 49-5-7, 49-7-24, 49-10-14



NATASHA (ばら積貨物船) 船主 Grand Harmony Inc. (リベリア) 造船所 今治造船株式会社 総噸数 15,855.46噸 純噸数 9,840.82噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 29,622.40噸 全長 175.17m 長(垂) 165.00m 幅(型) 26.00m 深(型) 14.50m 吃水 10.323m 満載排水量 37,146.6噸 ウェル甲板型 主機 三菱スルザー7 RND68型ディーゼル機関1基 出力 10,395PS×145RPM 燃料消費量 37.8t/d 航続距離 17,100海里 速力 14.50ノット 汽罐 コ克蘭コンポジット 7.0kg/cm² 1,200kg/h(排ガス) 発電機 AC450V 600KVA×2 貨物倉(ベール) 35,237.18m³ (グリーン) 36,509.42m³ 燃料油倉 2,316.03m³ 清水倉 393.03m³ 乗員 36名 工期 49-2-23, 49-7-3, 49-9-27



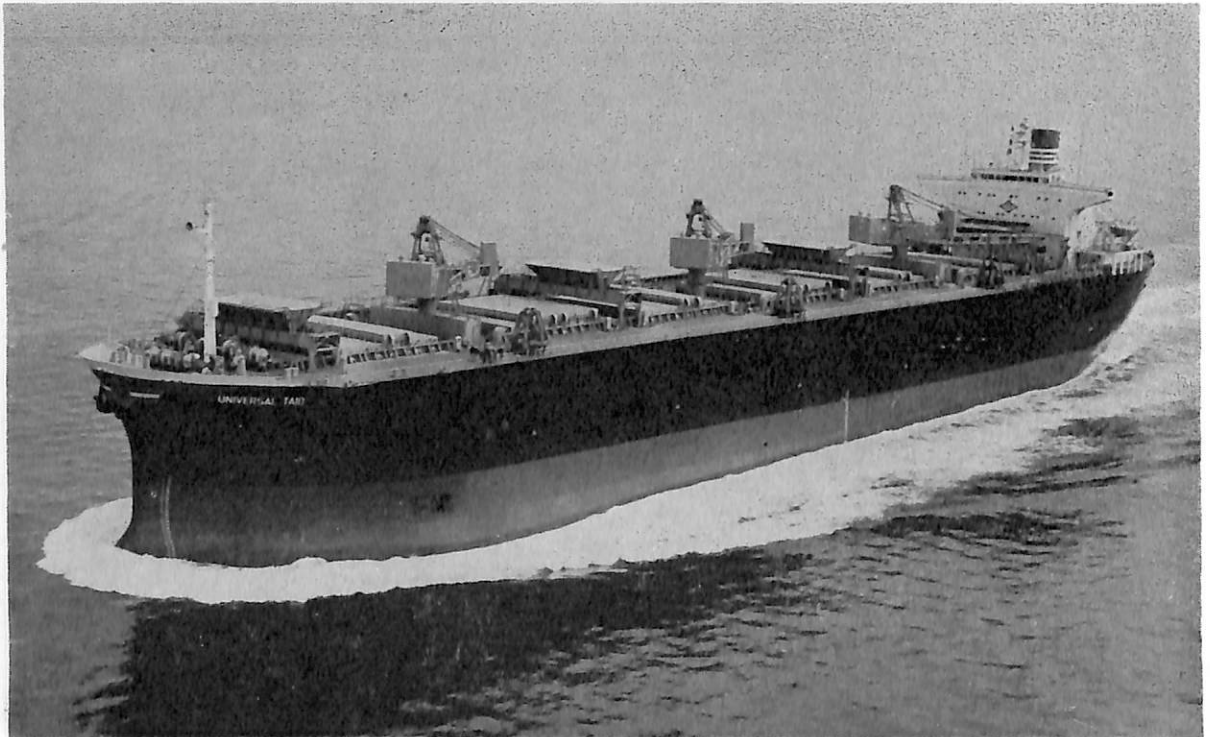
BERGANGER (ばら積貨物船) 船主 Westfal-Larsen & Co., A/S (ノルウェー) 造船所 函館ドック・函館造船所 総噸数 35,515.92噸 純噸数 24,451.20噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 65,067Lt 全長 219.075m 長(垂) 208.000m 幅(型) 32.250m 深(型) 18.550m 吃水 13.695m 満載排水量 77,079Lt 船首尾楼付一層甲板船 主機 IHI スルザー 6RND90型ディーゼル機関1基 出力 15,660PS×117.8RPM 燃料消費量 59t/d 航続距離 21,900海里 速力 15.0ノット 汽罐 7kg/cm²G×1,600kg/h 1基 発電機 AC 450V×625KVA(500KW)×3台 貨物倉(ベール) 71,541.0m³ (グレーン) 80,069.3m³ 清水倉・W126m³ W160m³ 燃料油倉 C 3,964m³ A 358m³ 乗員 35名 工期 49-3-16, 49-7-17, 49-10-18



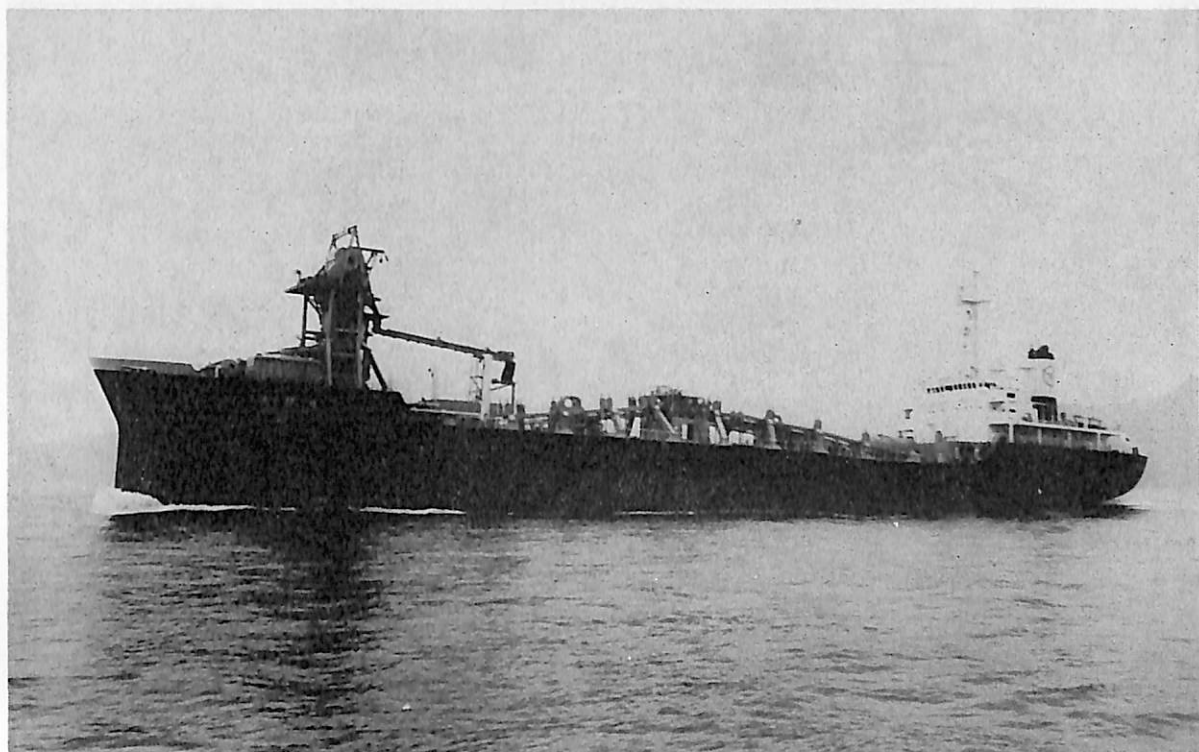
SANTA ELENA (ばら積貨物船) 船主 Trusa Shipping Co., S. A. (パナマ) 造船所 株式会社神田造船所 総噸数 7,100.51噸 純噸数 4,257.51噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 11,849噸 全長 135.25m 長(垂) 125.00m 幅(型) 20.00m 深(型) 10.25m 吃水 7.915m 満載排水量 15,521.10噸 凹甲板型 主機 日立 B & W 8K42E F型ディーゼル機関1基 出力 4,550PS×220RPM 燃料消費量 16.4t/d 航続距離 12,000海里 速力 12.5ノット 汽罐 排ガス併用横煙管式立ボイラー常用圧力7kg/cm²G 発電機 280KW, 445V, 60Hz×3台 貨物倉(ベール) 14,267.21m³ (グレーン) 14,815.66m³ 清水倉 909.87m³ 燃料油倉 1,120.24m³ 乗員 31名 工期 49-3-13, 49-7-4, 49-10-9



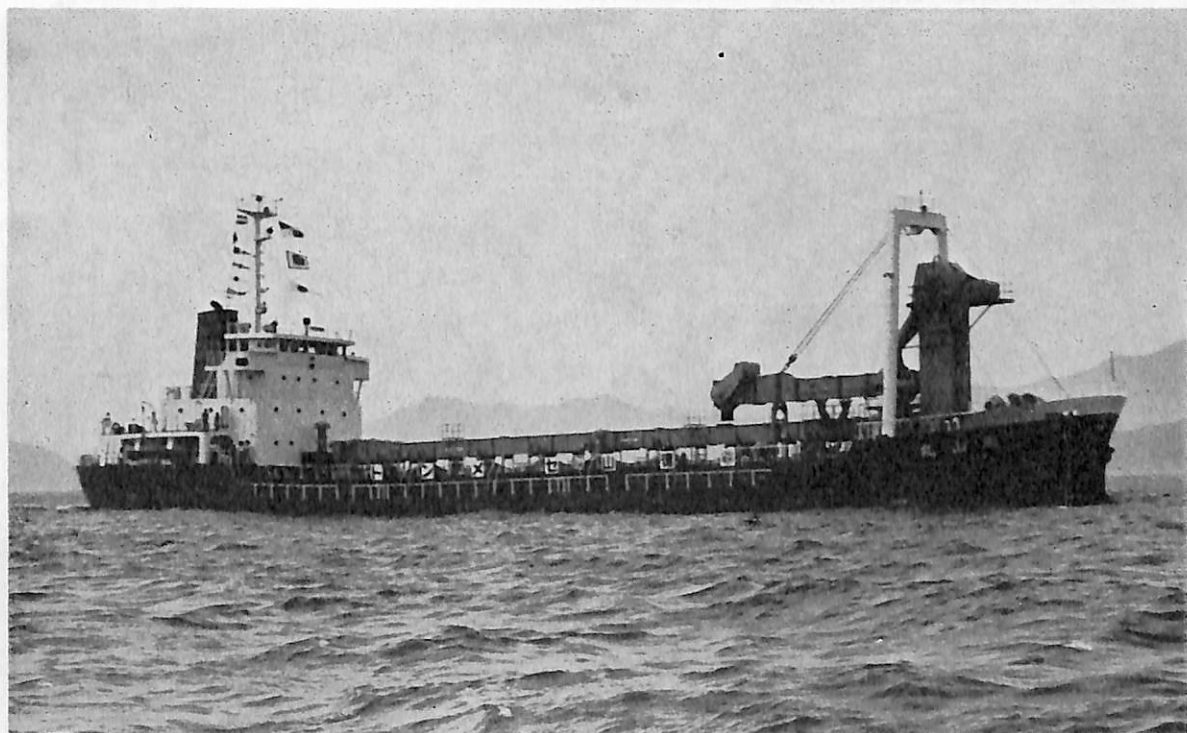
大 豊 丸 (木材チップ運搬船) 船主 新和海運株式会社 造船所 住友重機械工業・浦賀造船所
 総噸数 31,973.97噸 純噸数 23,304.53噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 37,176噸 全長 196.00m 長(垂) 188.00m
 幅(型) 29.40m 深(型) 20.80m 吃水 10.804m 満載排水量 47,023噸 全通一層甲板型 主機 住友スルザー
 6RND76型ディーゼル機関1基 出力 10,200PS×116RPM 燃料消費量 40.5t/d 航続距離 15,000海里 速力
 15.25ノット 汽罐 重油専焼立円筒型 1.2t/h×1基 排気ガスエコマイザー 1.2t/h×1基 発電機 AC450V×620
 KW×3台 貨物倉(グリーン) 76,566m³ 清水倉 380.4m³ 燃料油倉 1,987.8m³ 乗員 30名 工期 49-3-28, 49-
 7-30, 49-10-29



UNIVERSAL TAI0 (チップ運搬船) 船主 Concord Maritime Corporation Inc. (リベリア) 造船所 林兼造
 船・長崎造船所 総噸数 36,942.31噸 純噸数 27,915噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 46,624.19噸 全長 205.74m
 長(垂) 196.50m 幅(型) 30.48m 深(型) 21.30m 吃水 11.3495m 満載排水量 58,620.04噸 甲板型 主
 機 三菱スルザー7RND76型ディーゼル機関1基 出力 11,900PS×115.5RPM 燃料消費量 43.5t/d 航続距離
 14,000海里 速力 14.8ノット 汽罐 コクラン罐 1,200kg/h×1 発電機 AC445V×580KW×3 貨物倉(グリーン)
 88,903.51m³ 清水倉 512.64m³ 燃料油倉 A 306.20m³ C 2,209.66m³ 乗員 45名 工期 49-4-12, 49-7-24,
 49-10-18



大 啓 丸 (セメント運搬船) 船主 大鯨汽船株式会社 造船所 波止浜造船株式会社
 総噸数 4,974.32噸 純噸数 3,126.70噸 沿海 船級 NK 載貨重量 8,848.44噸 全長 122.68m 長(垂) 115.00m
 幅(型) 18.00m 深(型) 9.100m 吃水 7.331m 満載排水量 11,910.95噸 ウェル甲板型 主機 IHI-12PC2V
 型ディーゼル機関1基 出力 5,100PS×473.7/172.2RPM 燃料消費量 23.5t/d 航続距離 2,600海里 速力
 13.60ノット 汽罐 コクランコンポジット1基 発電機 375KVA×2基 貨物倉(グレーン) 6,548.98m³ 清水倉
 80.82m³ 燃料油倉 A 41.47m³ C 223.85m³ 乗員 19名 工期 49-4, 49-7, 49-9, セメント荷役装置一式



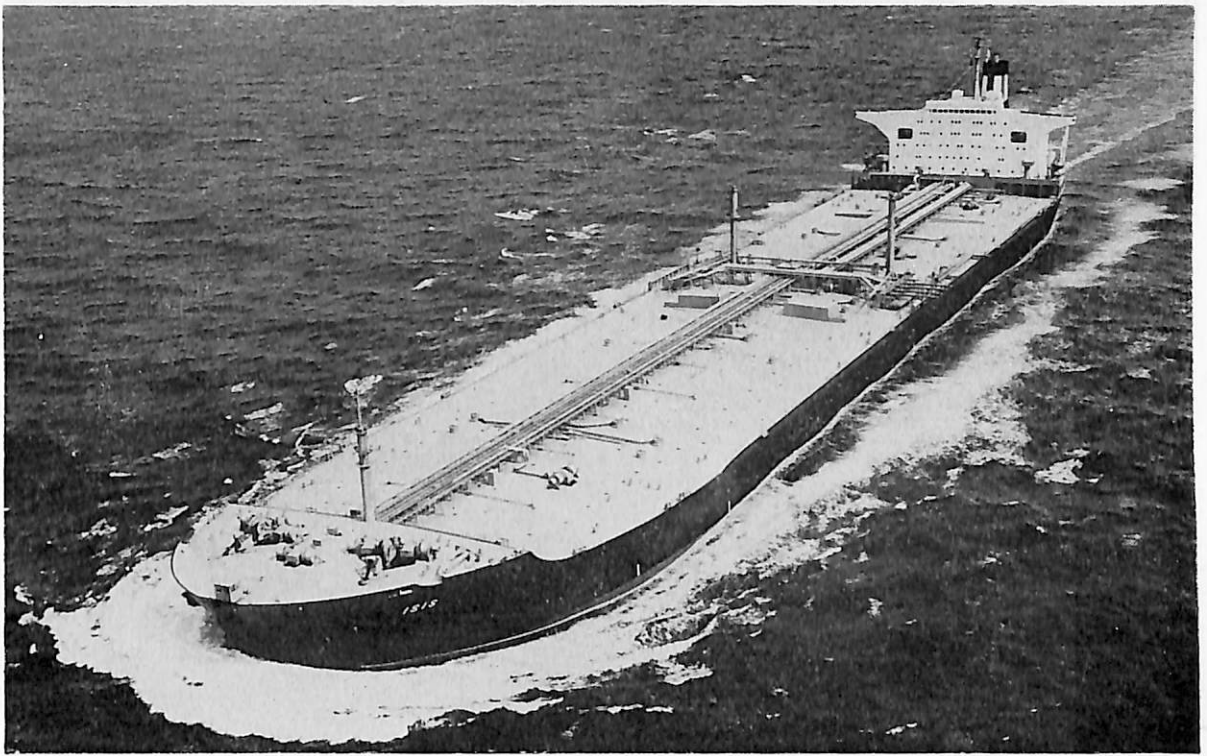
周 山 丸 (セメント運搬船) 船主 月星海運株式会社 造船所 桧垣造船株式会社
 総噸数 2,511.43噸 純噸数 1,552.23噸 沿海 船級 JG 載貨重量 4,381.15噸 全長 80.94m 長(垂) 77.00m
 幅(型) 14.80m 深(型) 7.60m 吃水 6.514m 満載排水量 5,773噸 一層甲板船尾機関型 主機 阪神内燃機工
 業6LUS40型ディーゼル機関1基 出力 2,380PS×284RPM 燃料消費量 9.8t/d 航続距離 3,700海里 速力
 13.965ノット 汽罐 RHOA-30 発電機 140KVA×2 貨物倉(グレーン) 3,401.34m³ 清水倉 127.26m³ 燃料
 油倉 189.90m³ 乗員 14名 工期 49-4-26, 49-6-26, 49-9-20



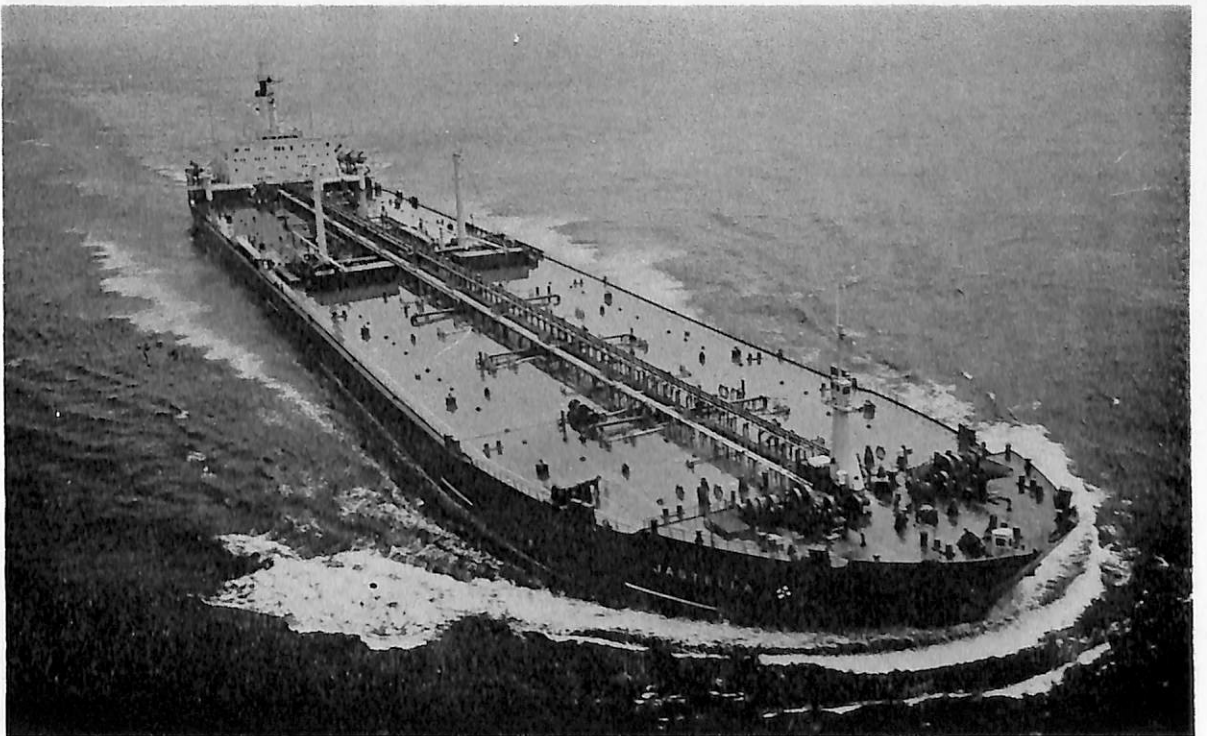
WORLD BERMUDA (世錦)(油槽船) 船主 Liberian Ulysses Transports, Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・知多工場 総噸数 117,775.23噸 純噸数 97,320噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 275,938噸 全長 337.058 m 長(垂) 320.00m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 20.756m 平甲板型 主機 IHI-クロスコンバウントデュアルタンデムタービン1基 出力 36,000PS×80RPM 燃料消費量 175.39t/d 航続距離 17,500海里 速力 16.0ノット 汽罐 IHI-MDM型×1 61.2kg/cm²G×77t/h 発電機 1,600KW×60Hz×1 800KW×60Hz×2 貨油倉 319,938.5m³ 清水倉 1,052.6m³ 乗員 28名, 外17名 工期 48-12-7, 49-9-29, 49-10-9



WORLD DIPLOMAT (油槽船) 船主 Liberian Acacia Transports, Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・横浜工場 総噸数 104,033.08噸 純噸数 85,336噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 234,426噸 全長 317.00 m 長(垂) 300.00m 幅(型) 50.00m 深(型) 27.00m 吃水 20.759m 主機 IHI-タービン1基 出力 33,000PS×80RPM 燃料消費量 166t/d 航続距離 15,800海里 速力 16.0ノット 汽罐 61.2kg/G×72t/h 貨油倉 278,883.42m³ 清水倉 441.89m³ 燃料油倉 9,058.56m³ 乗員 34名, 外10名 工期 48-12-6, 49-4-17, 49-7-30



ISIS (油槽船) 船主 Compagnie Auxiliaire De Navigation (リベリア) 造船所 佐世保重工業株式会社
 総噸数 145,706.98噸 純噸数 105,458.68噸 遠洋 船級 BV 載貨重量 285,083Mt 全長 339.400m 長(垂)
 324.000m 幅(型) 53.500m 深(型) 28.000m 吃水 21.769m 満載排水量 324,661Mt 平甲板船 主機 IHI-
 クロスコンバウント型タービン1基 出力 34,000PS×88.3RPM 燃料消費量 214gr/shp/hr 航続距離 26,500
 海里 速力15.50ノット 汽罐 佐世保フォスター MDM max 90t/h nor 55t/h 2基 発電機 1,840KVA×1, 1,150K
 VA×1 貨油倉 333,714.1m³ 清水倉 474.2m³ 燃料油倉 13,661.7m³ 乗員 52名 工期 49-2-28, 49-6-5,
 49-10-9



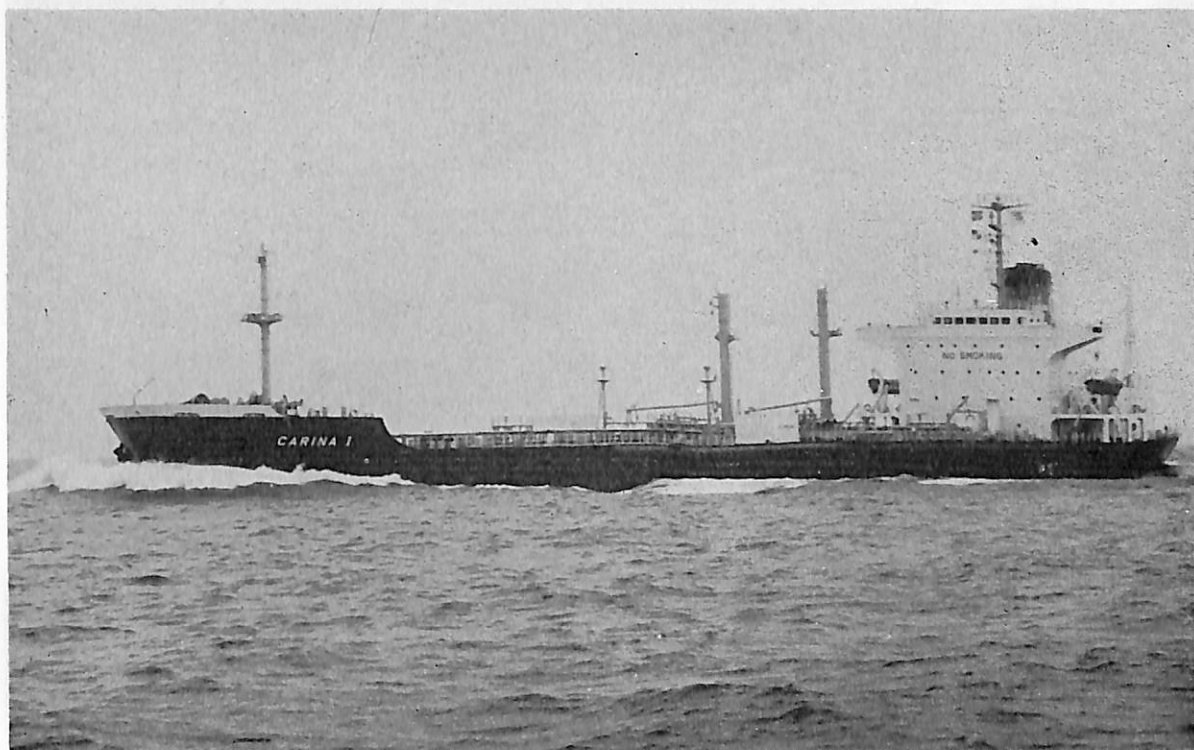
JASTELLA (油槽船) 船主 Aksjeselskapet Kosmos. (ノルウェイ) 造船所 日本鋼管・津造船所
 総噸数 128,126.24噸 純噸数 96,885.24噸 遠洋 船級 NV 載貨重量 256,831Lt 全長 338.100m 長(垂)
 320.000m 幅(型) 51.800m 深(型) 26.700m 吃水 68'-6³/₄" 満載排水量 294,517Lt 低船首樓付平甲板船
 主機 三菱重工クロスコンバウント2段減速スチームタービン1基 出力 31,000PS×85RPM 燃料消費量
 148.2t/d 航続距離 23,750海里 速力 14.7ノット 汽罐 70t/h×61.5kg/cm²G×2 発電機 1,500KW×450V×2
 480KW×450V×1 貨油倉 313,014.4m³ 清水倉 730.4m³ 燃料油倉 10,953.4m³ 乗員 41名 工期 48-12-28,
 49-5-28, 49-10-3



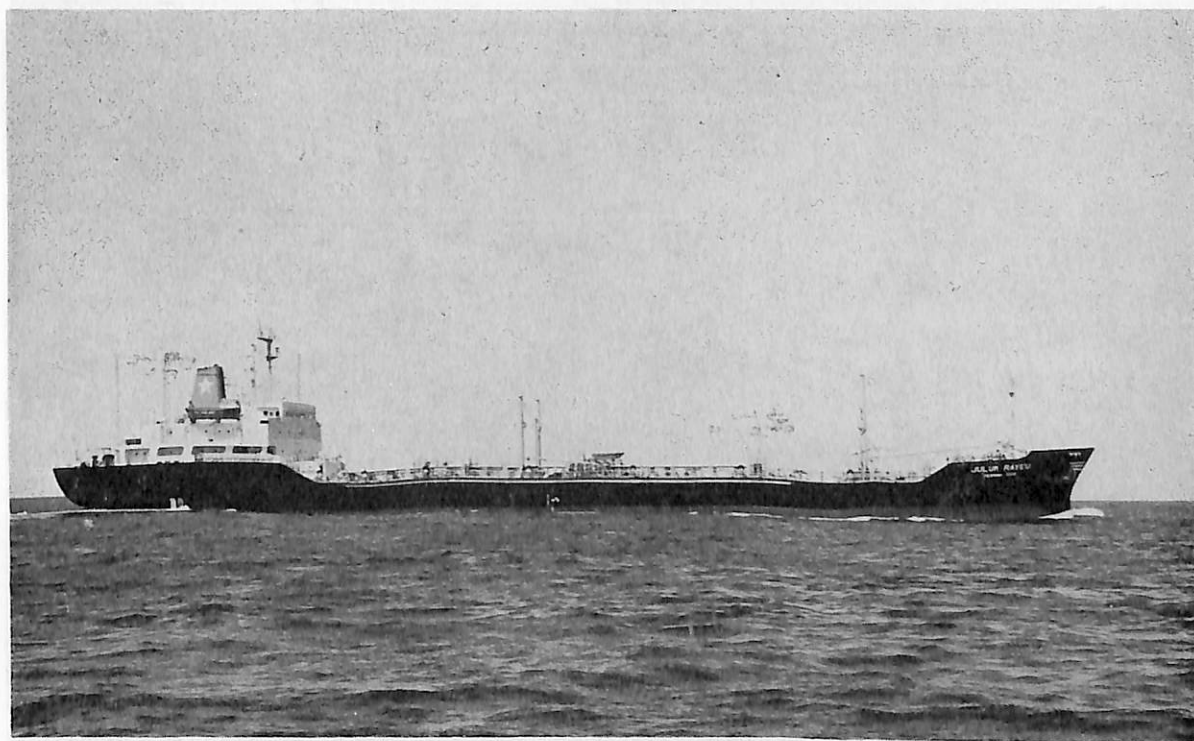
HONAM PEARL (油槽船) 船主 Trinitall Tanker, Inc. (リベリア) 造船所 日立造船・因島工場
 総噸数 83,814.55噸 純噸数 66,115噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 186,508噸 全長 315.00m 長(垂) 302.15m
 幅(型) 44.20m 深(型) 24.50m 吃水 18.97m 満載排水量 216,556噸 平甲板型 主機 日立B & W 12K84EF
 型ディーゼル機関1基 出力 28,100PS×110RPM 燃料消費量 103.2t/d 航続距離 16,700海里 速力 15.5ノ
 ット 汽罐 80,000kg/h×15.5kg/cm² 発電機 1,000KW, AC450V 1,800rpm×1, 750KW, AC 450V×600rpm×2
 貨油倉 225,352.82m³ 清水倉 542.60m³ 燃料油倉 5,095.80m³ 乗員 42名 工期 49-2-9, 49-6-25, 49
 -10-3



GOLDEN DAFFODIL (油槽船) 船主 Liberian Daffodil Shipping Inc. (リベリア) 造船所 石川島播磨重工業・
 横浜工場 総噸数 117,038.07噸 純噸数 85,368.44噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 232,276噸 全長 317.00m 長
 (垂) 300.00m 幅(型) 50.00m 深(型) 27.00m 吃水 20.733m 平甲板船 主機 IHI-クросコンパウンド型タ
 ービン1基 出力 33,000PS×80RPM 燃料消費量 160t/d 航続距離 18,615海里 速力 16.0ノット 汽罐 MD
 M×2, 61.2kg/cm²G×515°C 発電機 1,400KW×60Hz×1, 720KW×60Hz×2 貨油倉 278,883.64m³ 清水倉
 663.19m³ 燃料油倉 8,509.15m³ 乗員 44名 工期 49-2-8, 49-6-26, 49-10-9



CARINA 1 (油槽船) 船主 Central Island Navigation Corp. (リベリア) 造船所 笠戸船渠・笠戸造船所
 総噸数 20,704.25噸 純噸数 14,643.0噸 遠洋 船級 AB 載貨重量 37,817.0噸 全長 184.45m 長(垂) 174.00
 m 幅(型) 28.00m 深(型) 15.00m 吃水 11.093m 満載排水量 44,900噸 船首楼付平甲板船 主機 IHI スルザ
 ー8RND68型ディーゼル機関1基 出力 11,880PS×144.8RPM 燃料消費量 47t/d 航続距離 17,350海里 速
 力 14.7ノット 汽罐 IHI ADM-325型1基 16kg/cm² 発電機 AC450V 500KW×2 貨油倉 48,598.06m³ 清水倉
 315.26m³ 燃料油倉 2,859.50m³ 乗員 38名 工期 49-3-15, 49-7-24, 49-10-25



JULUK RAYEU/PERMINA 1008 (油槽船) 船主 Greenock Shipping Co., Ltd. (リベリア) 造船所 林兼造船
 下関造船所 総噸数 9,491.03噸 純噸数 5,886.16噸 近海 船級 LR 載貨重量 12,880Lt 全長 144.50m 長
 (垂) 135.00m 幅(型) 21.40m 深(型) 10.30m 吃水 7.30m 満載排水量 17,417噸 凹甲板船 主機 日立B&
 W8K42EF型ディーゼル機関1基 出力 4,550PS×220RPM 燃料消費量 18t/d 航続距離 13,000海里 速力
 12.4ノット 汽罐 2ドラム水管16kg/cm²G×20,000kg/h 発電機 615KVA×450V×2 貨油倉 18,410m³ 清水倉
 511m³ 燃料油倉 1,094m³ 乗員 45名 工期 49-2-26, 49-6-5, 49-9-27 設備 主荷油ポンプ500m³/h
 ×4



伊 勢 丸 (油槽船) 船主 照国海運株式会社 造船所 石川島播磨重工業・呉工場
 総噸数 134,677.76噸 純噸数 99,754.82噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 258,695噸 全長 337.00m 長(垂)320.00
 m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 20.031m 平甲板船 主機 IHI 船用タービン1基 出力 36,000PS×
 80RPM 燃料消費量 173.8t/d 航続距離 15,670海里 速力 16.07ノット 汽罐 IHI-FW,MDM×2, 61.2kg/cm²
 G×515°C×77t/h 発電機 1,600KW×60Hz×450V×1, 800KW×60Hz×450V×2 貨油倉 319,954.08m³ 清水倉
 1,050.34m³ 燃料油倉 8,694.09m³ 乗員 31名, 外9名 工期 49-1-23, 49-6-7, 49-10-29



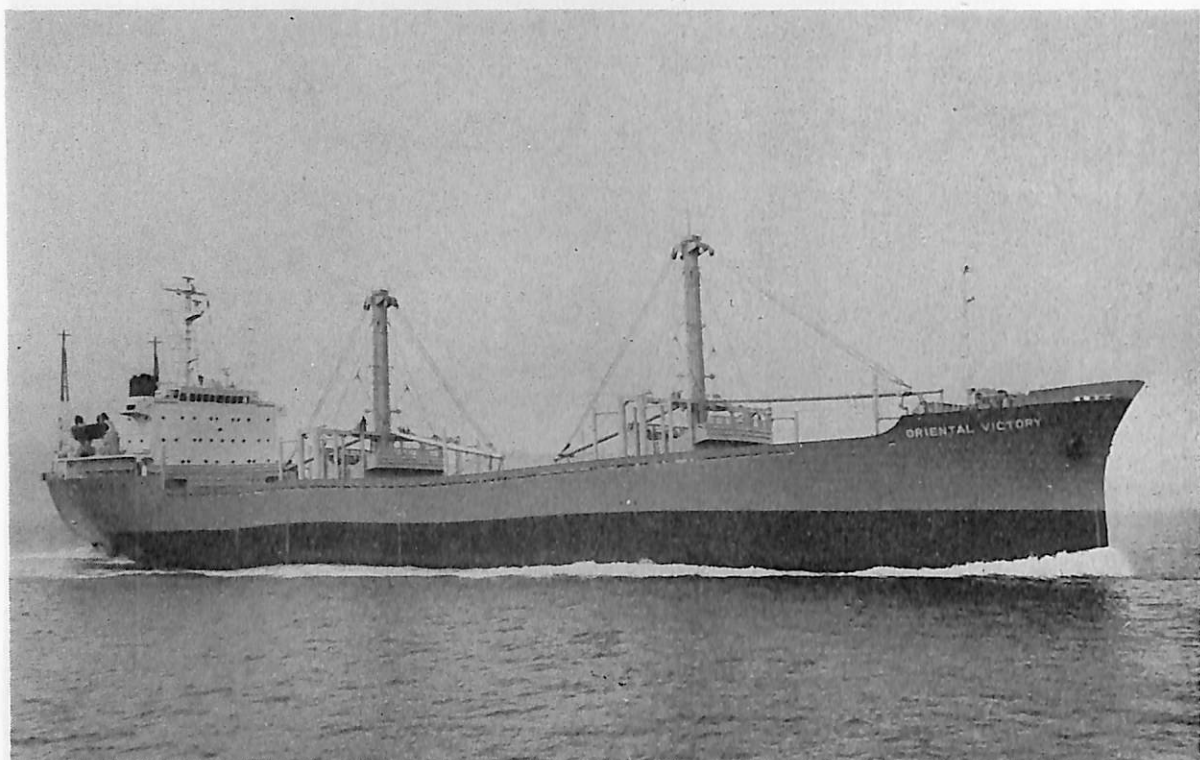
あ ん で す 丸 (油槽船) 船主 三光汽船株式会社 造船所 石川島播磨重工業・知多工場
 総噸数 135,556.51噸 純噸数 99,639.95噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 273,150噸 全長 337.58m 長(垂) 320.00
 m 幅(型) 54.50m 深(型) 27.00m 吃水 21.033m 平甲板船 主機 IHI クロスコンパウンド,デュアルタンデム型
 タービン1基 出力 36,000PS×80RPM 燃料消費量 175.39t/d 航続距離 17,500海里 速力 16.0ノット 汽罐
 IHI-MDM型×2, 61.2kg/cm²G×515°C×77t/h 発電機 1,600KW×60Hz×450V×1, 800KW×60Hz×450V×2
 貨油倉 319,938.5m³ 清水倉 1,052.6m³ 燃料油倉 9,074.8m³ 乗員 36名, 外7名 工期 48-6-19, 49-1-25,
 49-6-25 知多工場建造第1船



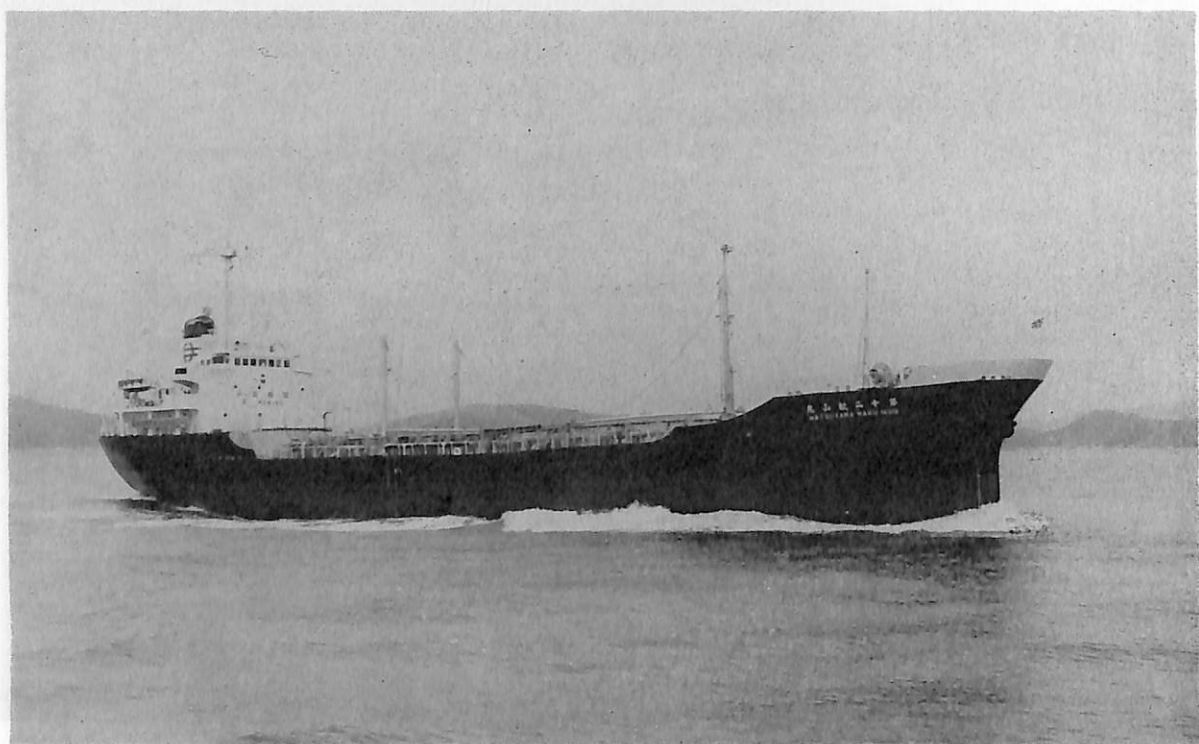
PALACE TOKYO (LPG船) 船主 Palace Shipping Co., Ltd. (日本) 造船所 日立造船・因島工場
 総噸数 64,378.85噸 純噸数 41,295.26噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 65,454噸 全長 246.128m 長(垂) 234.00
 m 幅(型) 39.90m 深(型) 25.00m 吃水 12.70m 満載排水量 93,216噸 一層甲板船 主機 日立B & W 9K84
 EF型ディーゼル機関1基 出力 21,100PS×110RPM 燃料消費量 77.5t/d 航続距離 18,796海里 速力 16.4
 ノット 汽罐 12,500kg/h × 9kg/cm² × 1 発電機 860KW, AC450V, 60Hz × 4 LPGタンク 100,181.304m³ 清水倉
 444.26m³ 燃料油倉 4,221.44m³ 乗員 34名 工期 48-12-10, 49-6-5, 49-10-18



博多丸 (コンテナ船) 船主 日本郵船株式会社 造船所 三菱重工業・神戸造船所
 総噸数 30,922.40噸 純噸数 17,727.33噸 遠洋 船級 NK(MO) 載貨重量 27,203噸 全長 218.41m 長(垂)
 204.00m 幅(型) 31.60m 深(型) 18.90m 吃水 11.20m 満載排水量 44,474噸 主機 三菱12UEC85/180 D型
 ディーゼル機関1基 出力 30,600PS×112RPM 燃料消費量 112t/d 航続距離 13,500海里 速力 22.1ノット
 汽罐 乾燃室付 2,810kg/h 発電機 770KW, AC450V, 60Hz × 4 コンテナ積載数 20' 換算 1,409箇 清水倉
 451.6m³ 燃料油倉 4,865.2m³ 乗員 32名, 外12名 工期 49-1-10, 49-6-20, 49-9-20



ORIENTAL VICTORY (木材兼一般貨物船) 船主 Betelgeuse (Panama) S.A. (パナマ) 造船所 株式会社宇品
造船所 総噸数 6,614.03噸 純噸数 4,374.17噸 遠洋 船級 NK 載貨重量 12,020噸 全長 128.77m 長(垂)
120.00m 幅(型) 19.60m 深(型) 10.50m 吃水 8.252m 満載排水量 15,250噸 凹甲板型 主機 伊藤鐵工所M
558 HUS型ディーゼル機関1基 出力 5,700PS×218RPM 燃料消費量 C 20t/d, A 2t/d 航続距離 16,000海
里 速力 13.2ノット 汽罐 コクランコンポジット型 8kg/cm²×800kg/h 発電機 AC445V×300KVA×2 貨物倉
(ベール) 13,711m³ (グレーン) 14,072m³ 清水倉 910m³ 燃料油倉 C 1,156m³ A 225m³ 乗員 30名 工期 49-
5-14, 49-8-24, 49-9-30

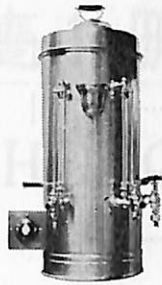


第十二松山丸 (油槽船) 船主 松山海運株式会社 造船所 高知重工株式会社
総噸数 2,817.01噸 純噸数 1,593.19噸 沿海 船級 NK 載貨重量 5,485.35噸 全長 95.58m 長(垂) 88.08m
幅(型) 15.00m 深(型) 8.00m 吃水 7.002m 満載排水量 7,118.35噸 凹甲板型 主機 赤阪鐵工所2サイクル
単動ピストン型ディーゼル機関1基 出力 3,230PS×218RPM 燃料消費量 12.8t/d 航続距離 3,600海里 速
力 12.5ノット 汽罐 船用横形乾燃室式 9.5kg/cm² 発電機 200KVA×2 貨物倉(グレーン) 5,042.65m³ 貨油倉
5,042.65m³ 清水倉 169.42m³ 燃料油倉 178.90m³ 乗員 15名 工期 49-6-16, 49-7-8, 49-9-14

YKK型船舶厨房調理機器

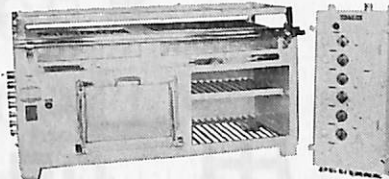
堅牢性、経済性、効率性、安全性抜群。高い信頼納期業界最短、即納主義

ライスボイラー

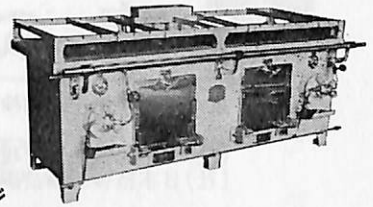


電気式湯沸器

26kw型多目的電気レンジ



2400型オイルレンジ



営業品目

電気レンジ・オイルレンジ・ライスボイラー・湯沸器
調理機・水漉器・豆腐製造機・アイスクリーム製造機
ハムスライサー・肉挽機・球根皮剥機・炊飯器・ケー
キミキサー・ガスレンジ・電気式オープン・パン醗酵器
電気式魚焼器・スープボイラー・ディスポーザー
食器洗浄機・縦型蒸気炊飯器・電気コンロ・電気熱板
ガス魚焼器・その他特殊製品全般

株式会社 横浜機器製作所

本社・工場

横浜市中区新山下1-8-34

電話 横浜045(622)9556(代)5335(代)

第2ビル専用 045(621)1283(代)

電略「ヨコハマ」ワイケケケイ

希望条件を指示下さい。即時見積、設計、納品致します。

技術のナカシマ

世界の海に活躍する ナカシマプロペラ

■製造品目

大型貨物船・タンカー・撒積船
各種専用船プロペラの設計及び
製作、各種銅合金鑄造品・船尾
装置一式

■新開発システム

○キーレスプロペラ

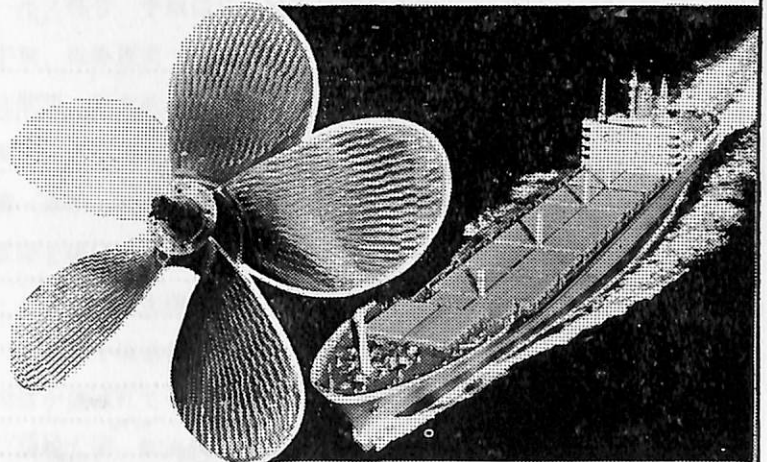
キーなしのシャフトにプロペ
ラを油圧にて装着する新方式
取付・取外し簡便

○NAUタイププロペラ

当社と造船技術センターの共
同開発、中小型プロペラの効
率大巾アップ

○可変ピッチプロペラ

英国ストーン社との技術提携に
よる高性能CPPシステム一式
(XS・XK・XX三種)



運輸省認定事業場



ナカシマプロペラ株式会社

本社工場 岡山市上道北方688-1(岡山中央郵便局私書函167) 〒709-08

電話(0862)79-2205(代) TELEX 5922-320 NKPROP J

東京営業所 東京都中央区八丁堀1丁目6番1号 協栄ビル 〒104

電話(03)553-3461(代) TELEX 252-2791 NAKAPROP

大阪営業所 大阪市西区靱本町2丁目107 新興産ビル 〒550

電話(06)541-7514(代) TELEX 525-6246 NKPROPDS

業界待望の書ついに完成!!

電子航法研究所衛星航法部長.....木村 小一
 東海海運局先任船舶検査官.....芹川 伊佐男
 (社)日本船舶品質管理協会技師 }土川 義朗
 (社)日本旅客船協会調査役 }

— 編 集 —

船用品便覧

(1974年版)

B5判 8ポイント横組 300頁函入上製本 定価5,500円 千140円

内容目次

第1章 総説	第7章 舷窓類
第2章 救命器具	第8章 錨, 鎖, 索
第3章 信号器具	第9章 航海器具, 航海装置, 無線装置
第4章 消防設備と器具	第10章 新製品, 新技術, トピック
第5章 船燈	第11章 諸表
第6章 船口閉鎖器具	第12章 業務資料

執筆者

船舶技術研究所機装部環境研究室長.....	翁 長 一 彦
前船舶技術研究所機装部船用品研究室長 神戸海運局相生支局長.....	緒 方 辰 人
(社)日本船舶品質管理協会船舶機装品研究所.....	奥 山 信 一
船舶技術研究所機装部航海機器研究室長.....	小 黒 英 男
上記.....	木 村 小 一
財団法人日本船用品検定協会.....	高 橋 邦 敏
株式会社高工社取締役.....	清 水 正 二
上記.....	芹 川 伊 佐 男
前船舶技術研究所機装部長.....	曾 根 功
日本海事協会大阪支部.....	田 淵 隆 之
(社)日本船舶品質管理協会船舶機装品研究所.....	玉 虫 英 五 郎
上記.....	土 川 義 朗
船舶技術研究所機装部船用品研究室.....	土 屋 正 之
前船舶技術研究所機装部船用品研究室長.....	福 森 正 直
日本海事協会広島支部.....	安 田 健 二



日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

THE CYCLOPEDIA
OF
NAVIGATION

監 修 東京商船大学名誉教授 浅 井 栄 資
東京商船大学学長 横 田 利 雄

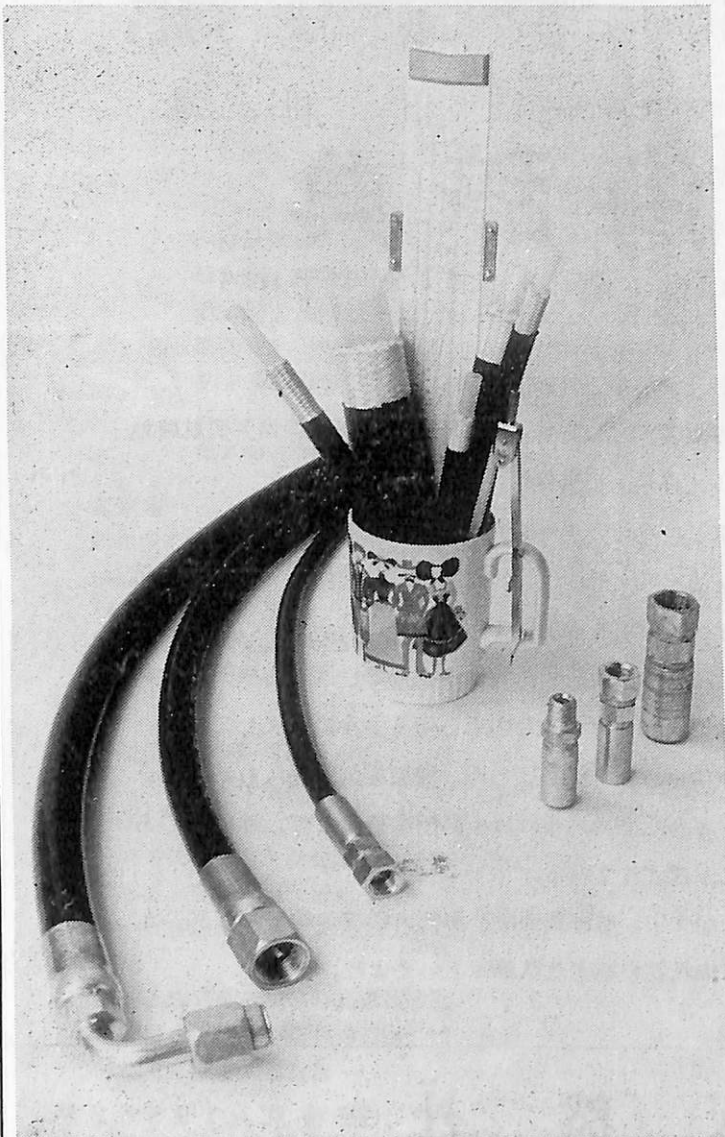
航 海 辞 典

A 5 判 850頁 布クローズ装函入 定価 6,500円 千 120円

- 解説項目 1,112項、参照項目 5,308項、挿入図 400余個、挿入表95個
- 附録：天測暦、基本雲形、露点表、ビューフォート風力階級表、世界主要航路地図(色刷)、海図図式、モールス符号、手旗信号、航海技術年表等
- 口絵：アート紙色刷(文字旗、世界煙突マーク)
- 航海術の基本として、地文航法、天文航法、電波航法の理論を紹介し、特殊な航海計器や海象・気象の準拠すべき事項を取上げてある。
- 航海運用には、ぎ装・整備・操船・載貨を具体的に取上げて、原理と実際上の知識を盛り、さらに造船の基礎を揚げて根本から応用し得るように工夫してある。
- 機関関係には、内燃機関・タービンの主機をはじめ、補機電気関係はもちろん、その自動化の問題に及び、ボイラや推進軸系には小部門を特設して、運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が選ばれている。
- 執筆は東京商船大学、神戸商船大学、航海訓練所、海技大学校の教官(41名)がこれにあたり、まさに最高の権威者を揃えた執筆陣といえよう。

東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番

優秀な造船技術者が
油圧回路の設計を考える時
いつでも
シンプルホースが
そこにある



■ 特 長

- ・各種ホースに比し超高压で且つ柔軟性に富んでいる。
- ・各種作動油に対する老化性、疲労性が少ない。
- ・各種作動油を汚さない。
- ・耐候性に優れている。
- ・耐油圧衝撃性に優れている。
- ・軽量である。
- ・各種配管が美しく仕上る。

■ 用 途

甲板機械用、および油圧制御装置回路

■ 営業品目

油圧用………**シンプルホース**
空圧用………**シンプル N2フューズ**
空気計装用…**テコロン**
テカホジ“1300”



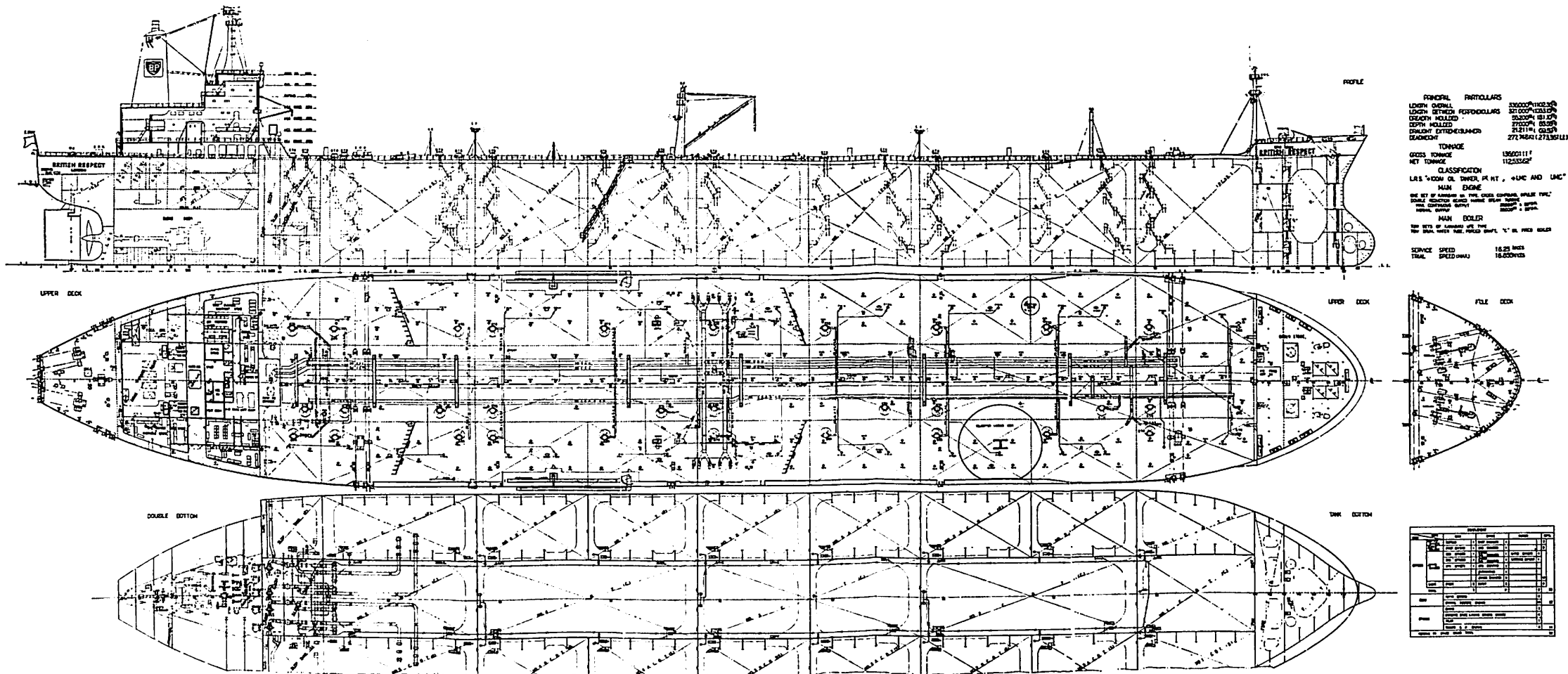
ニッタ・ムラ・カンパニー

本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
工 場 奈良県大和郡山市池沢町172
TEL (07435) 6-1261(代)



新田ベルト株式会社

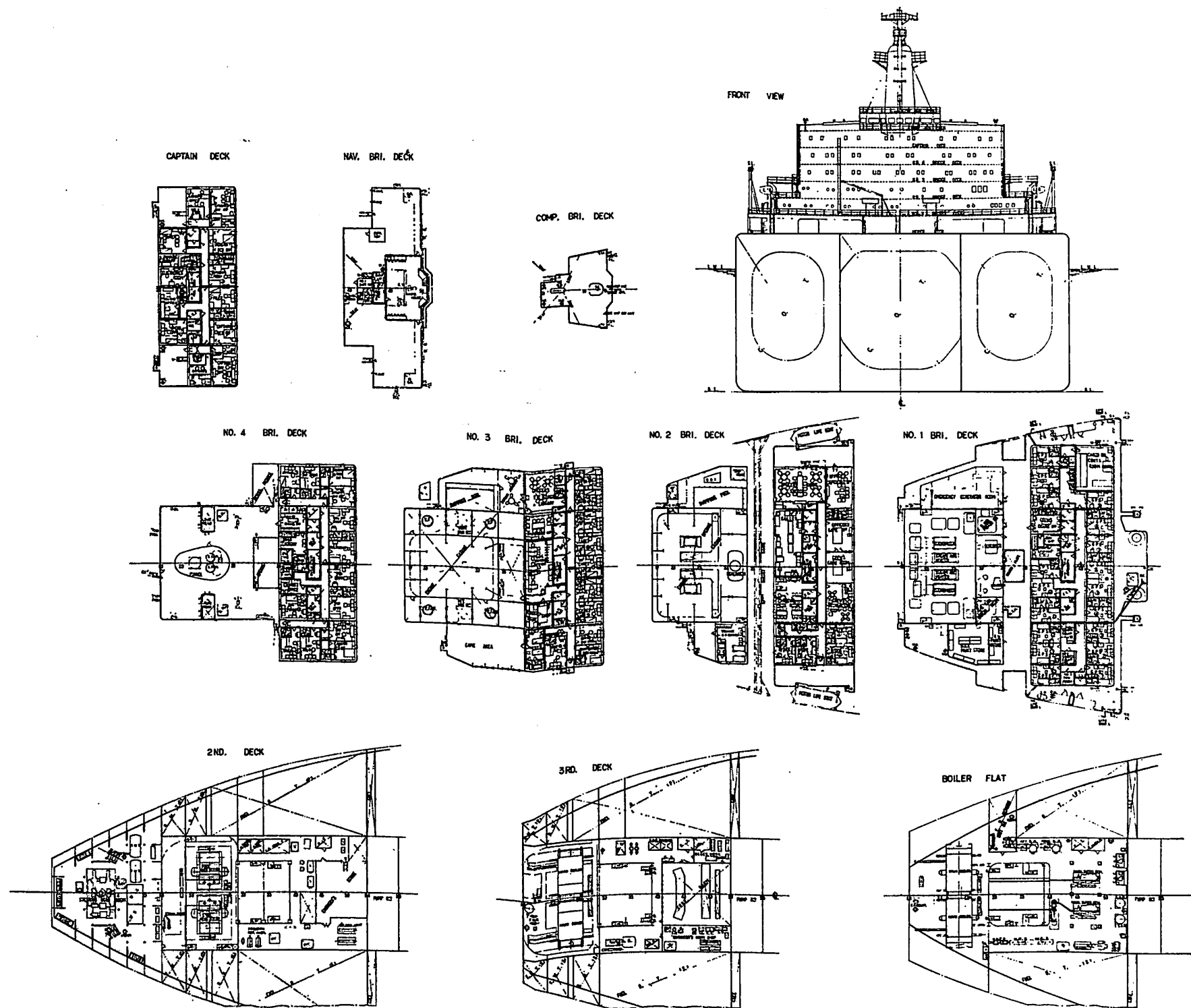
本 社 大阪市東区博労町4丁目30
TEL (06) 251-5631(大代)
東京支店 東京都中央区銀座8丁目2番1号
TEL (03) 572-2301(代)
名古屋支店 名古屋市中村区広小路西通2丁目18
TEL (052) 586-2121(代)
札幌営業所 札幌市中央区北一条西7丁目1
TEL (011) 241-0858(代)
福岡営業所 福岡市中央区天神5丁目5番4号
TEL (092) 74-4546(代)
北陸出張所 金沢市昭和町14番28号
TEL (0762) 65-6235(代)
広島出張所 広島市上東区霞町15-19
TEL (0822) 81-7350
富士サービスセンター 静岡県富士市横割1丁目1-22
TEL (0545) 61-7752



PRINCIPAL PARTICULARS
 LENGTH OVERALL 32000' (10328m)
 LENGTH BETWEEN PERFORATORS 32000' (10328m)
 DEPTH MOULDED 28' 0" (8534mm)
 DEPTH MOULDED AT BOW 27' 0" (8229mm)
 DEPTH MOULDED AT STERN 29' 0" (8839mm)
 TONNAGE
 GROSS TONNAGE 136201 T
 NET TONNAGE 112550 T
 CLASSIFICATION
 L.R.S. "CON. OL. DWEL. P. RT. + 4 MC AND UAC"
 MAIN ENGINE
 ONE SET OF BURNER IN THE MAIN ENGINE, WITH TWO
 DOUBLE REDUNDANT BURNERS PER ENGINE, 20000
 H.P. (14700 KW)
 MAIN BOILER
 TWO SETS OF LAMBERTS, 1000 H.P. (735 KW) EACH
 SERVICE SPEED 16.25 KNOTS
 TRIAL SPEED (MAX) 18.000 KNOTS

MATERIALS		QUANTITY		WEIGHT	
NO.	DESCRIPTION	UNIT	QTY.	KG.	TONS
1	STEEL SHEET	SQ. METERS	10000	10000	10000
2	STEEL PLATE	SQ. METERS	5000	5000	5000
3	STEEL PIPE	MT.	1000	1000	1000
4	STEEL ROD	MT.	500	500	500
5	STEEL WIRE	MT.	200	200	200
6	STEEL BOLT	NO.	10000	10000	10000
7	STEEL NUT	NO.	10000	10000	10000
8	STEEL WASHER	NO.	10000	10000	10000
9	STEEL RIVET	NO.	10000	10000	10000
10	STEEL ANGLE	MT.	1000	1000	1000
11	STEEL CHANNEL	MT.	1000	1000	1000
12	STEEL I-BEAM	MT.	1000	1000	1000
13	STEEL COLUMN	MT.	1000	1000	1000
14	STEEL BRACE	MT.	1000	1000	1000
15	STEEL GIRDERS	MT.	1000	1000	1000
16	STEEL DECK	MT.	1000	1000	1000
17	STEEL HULL	MT.	1000	1000	1000
18	STEEL KEEL	MT.	1000	1000	1000
19	STEEL BULKHEAD	MT.	1000	1000	1000
20	STEEL TANK	MT.	1000	1000	1000
21	STEEL COFFER DAM	MT.	1000	1000	1000
22	STEEL CURTAIN WALL	MT.	1000	1000	1000
23	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
24	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
25	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
26	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
27	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
28	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
29	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
30	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
31	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
32	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
33	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
34	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
35	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
36	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
37	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
38	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
39	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
40	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
41	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
42	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
43	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
44	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
45	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
46	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
47	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
48	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
49	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
50	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
51	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
52	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
53	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
54	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
55	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
56	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
57	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
58	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
59	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
60	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
61	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
62	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
63	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
64	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
65	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
66	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
67	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
68	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
69	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
70	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
71	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
72	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
73	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
74	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
75	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
76	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
77	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
78	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
79	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
80	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
81	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
82	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
83	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
84	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
85	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
86	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
87	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
88	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
89	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
90	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
91	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
92	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
93	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
94	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000
95	STEEL SUPERSTRUCTURE	MT.	1000	1000	1000
96	STEEL MAST	MT.	1000	1000	1000
97	STEEL FUNNEL	MT.	1000	1000	1000
98	STEEL BRIDGE	MT.	1000	1000	1000
99	STEEL CONNING TOWER	MT.	1000	1000	1000
100	STEEL DECK HOUSE	MT.	1000	1000	1000

BRITISH RESPECT 一般配置图 (1)



BRITISH RESPECT 一般配置圖 (2)

BP TANKER 社向け 27 万トンタンカー “BRITISH RESPECT” について

川崎重工業株式会社
坂出造船事業部 造船設計部

1. ま え が き

本船は英国 SCALES DRENE 社ご注文、BP TANKER 社の監督のもとに建造された載貨重量 27 万トンの油槽船であり、当社、坂出工場において昭和 49 年 2 月 1 日起工、4 月 29 日進水、9 月 10 日竣工引渡された。当工場として 38 隻目の超大型タンカーである。

現在、本船はベルジャ湾～ヨーロッパ間に就航している。

本船は当社 230 型標準船に続く 270 型の標準船型であり船型の開発にあたっては 230 型の長所を取入れ、船首バルブについても数種のバルブ形状について水槽試験を行って最適な船型が決定され、公式試運転においてその性能が実証された。

本船の主な特徴は次の通りである。

1) 荷油槽部に専用バラストタンクが無く、主貨油管を廃止し、代りに隔壁バルブを設けたフリーフローシステムを採用、合せてオートアンローディングシステム

を装備して荷役作業の効率化を計っている。

- 2) タンク洗浄の省力化を計り、全てのタンクに固定式タンククリーニングマシンを装備している。タンク洗浄後の油水分離システムとして 3 個のスロップタンクおよび Oily water separator を備え海洋汚染防止に対処している。さらにタンクの防爆対策としてイナータガスシステムを採用し、安全性の向上を計っている。
- 3) 居住区画は機関室と分離して設け、さらに居住区の主要鋼壁を貨物油槽縦通隔壁および機関室内のピラーラインに合わせて配置することによって騒音、振動に対処している。
- 4) 居住区内の壁や天井には不燃材を使用し、居住区前面外壁にはウォーターカーテン装置を設けている。また、Fire control station をポート甲板に設けて船内で発生する火災の監視、制御を一カ所でできるようにしている。
- 5) 機関室はロイド船級協会の自動化システム (UMS) を満足する遠隔制御装置および監視装置を設けて、通



常航海中機関部の無人化運転ができるようになっている。

2. 船 体 部

A. 主要要目

船 級	ロイド船級協会	
	“+ 100 A1 OIL TANKER, Pt. H.T., + LMC AND UMS”	
全 長	336.00 m	
長さ(垂線間)	321.00 m	
幅(型)	55.20 m	
深さ(型)	27.00 m	
満載吃水(Ext.)	21.211 m	
載 貨 重 量	277,748 kt	
総 ト ン 数	136,601.11 T	
純 ト ン 数	112,533.62 T	
貨油槽容積	360,967.07 m ³	
燃料油タンク容積(含むディーゼル油タンク)	12,119.85 m ³	
潤滑油タンク容積	32.93 m ³	
バラストタンク容積	12,064.56 m ³	
清水タンク容積	711.46 m ³	
主機関: 川崎 UA-360 減速歯車付クロスコンパ ウンド衝動タービン	1 基	
MCO: 36,000 PS×82 RPM		
主 機: 川崎 UFE 71/53 二胴水管式ボイラー	2 基	
最大蒸発量	71,000 kg/h	
速 力: 試運転最大速度(満載)	16.858 kt	
満載航海速度(MCO 10% シーマージン)	16.23 kt	
航続距離	約 22,700 浬	
乗 組 員	合計 53 名	
甲板部士官 5	甲板部々員	} 計 22
機関部士官 9	機関部々員	
事務部士官 2	見習部員	4
見習士官 4		
船 主 2		
士官予備室 4		
パイロット 1		

B. 船体部一般

本船の配置は一般配置図に示すとおり平甲板型船で、船尾に機関室および居住区を配置している。主船体を2条の縦通隔壁によつて、縦方向にはほぼ3等分し、各列はセンター6タンク、ウィング9タンクに分割し、IMCO

のタンクサイズ制限規則を満足したタンク配置となつている。荷油槽部には専用バラストタンクを設けていない。センターのロングタンクは No. 3 センタータンクにのみ制水隔壁を設け他のロングタンクは積付制限することにより制水隔壁を廃止している。

甲板室の第1層目を乾舷規則で云う船楼とみなされる形状および構造とすることによつて形状吃水の増加を計るとともに、各種の倉庫が有効に配置されている。2層目以上は、船員居住区、公室、事務室および航海通信室等にあてられている。

C. 船殻構造

船体中央部 0.5 L 間の船底および上甲板の縦強度部材には高張力鋼を使用している。

荷油槽部ウィングタンクのトランスリングの構造方式は、従来より一般に採用されているストラット方式あるいはストリンガーにより支持するマトリンガー方式に比べて、重量的に遜色がなく、タンククリーニングやガス流れ等の面で好ましいいわゆるストラットレス方式を採用している。

また荷油槽内の桁部材の設計については、有限要素法による応力解析を行い、例えば横置隔壁の前後のトランスリングは、横置隔壁付水平桁との相持構造とし、隔壁間中央部のトランスに比べて形状は同一とし、部材寸法を減じる等、設計の合理化を計つている。

D. 塗装および電気防食

1) 船底外板にはタールエポキシ塗装、その他の暴露部については艦装品を含めて、全てエポキシ塗装を行っている。また荷油およびバラストタンク区画については APT, FPT の上部、スロップタンクの下部、および荷油センタータンクの甲板横桁面材の水平部分にタールエポキシ塗装を施行しているのみで、塗装面積は比較的少ない。

2) APT, FPT および No. 1 より 5 までのセンタータンクに亜鉛陽極により、また外板外面には外部電源方式によりそれぞれ電気防食を施している。

E. 船体艦装

1) 係船装置

蒸気駆動のウィンドラスおよびムアリングウィンチを装備しているが、ウィンドラスのブレーキ操作を油圧で行う以外は全て手動機側操作である。

また、ウィンドラス兼ムアリングウィンチおよび最船尾部のムアリングウィンチはそれぞれツインホーサードラムを有しており、このツインホーサードラムを介して、別に設けた電動ホーサードラムにホーサーを巻取ることができる。

揚錨兼係船機 70 ton × 12 m/min × 2 set
 (係船ドラム 30 ton × 15 m/min)
 (ワーピングドラム 25 ton × 15 m/min)
 係船機 30 ton × 15 m/min × 5 set

2) 貨油管装置

本船は、各荷油タンク後壁に油圧駆動バルクヘッド弁を1～4個設けた以外は荷油主管が全く導設されないいわゆるフリーフローシステムを採用している。積込みは上甲板上海油管からのダイレクトフィーリング管により各荷油タンクに行なわれる。一方揚油作業の簡略化と浚油時間の短縮化のために自動浚油システムを設けている。

このシステムは、専用の荷油ポンプの吸入側にセパレートタンクを設け、予め設定された液位以下になると自動的に真空ポンプが作動してセパレートタンク内のガスを除去し液位を一定に保持し、一方、並行してポンプ吸入圧力も常時検出しており、さらに液位が低下すると、セパレートタンク内液位か、吸入圧力のいずれかの信号を選択してポンプ吐出弁の開度を自動的に絞り、流量の制御を行うことができるようになってくる。これにより、ポンプのキャビテーションを防止しながら、比較的大容量のポンプ吸入能力が発揮できる。

荷油ポンプ(横型) 4,700 m³/h × 140 mTH × 4 set
 荷油ポンプ(横型) 2,000 m³/h × 140 mTH × 1 set
 (自動浚油およびタンククリーニング用)
 浚油ポンプ 350 m³/h × 140 mTH × 1 set
 浚油エダクター 400 m³/h × 35 mTH × 2 set

3) イナートガス装置

本船では、安全性向上の目的以外に、荷油タンク部の固定消火装置を兼ねている。本システム全般にわたりガスによる腐食の防止対策を考慮し、ハイグレードの材質、コーティング、ライニングを各所に選定、採用している。

また、ブローアは、1台でルール要求容量を満足できる容量とし、これを2台設けている。

イナートガスブローア 26,000 m³/h × 2 set
 スクラバー 26,000 m³/h × 1 set
 デッキウォーターシール 26,000 m³/h × 1 set

4) 機関室用泡沫消火装置

機関室用固定消火装置としてプレミックス式泡沫消火装置を採用している。

この方式は、予め泡原液と清水を混合してタンクに貯蔵しておき、使用時に、高圧炭酸ガスをタンクに送し、この圧力によつてフォームウォーターが押し出



No. 2ブリッジのプール(左端に一部見える)

される。

従つて、従来のエダクタープロポーショニング方式と異り、非常用消火ポンプ運転の必要がなく、火災発生初期に、迅速かつ確実に作動を開始できる。なお、これらの制御は Firecontrol station から遠隔に行なわれる。

フォームウォータータンク 9,250 l × 2 set
 炭酸ガスボトル 45.4 kg × 12 本

5) 居住区

本船の居住区配置は、機関部との分離を図つて騒音に対処した独立分離型である。部屋配置は居住性の向上を基本とし、部員を含め全員がプライベートトイレを有するとともに、居室にはフルカーベットが敷きつめられている。そのほかに公共設備として、レクリエーションルーム、ゲームルーム、テレビロウンジ、図書室などを完備している。またロウンジ後部の甲板には、スイミングプールの周囲に人工芝を敷きつめイス、テーブルを配し、上部にオーニングを設けたプロムナードスペースを設けている。(写真参照) 防火構造には、とくに注意をはらい、間仕切、内張材は根太を含め、すべて不燃材が使用され、通路と居室の間はもちろん、各室間の主要間仕切は、甲板間で仕切られている。居住区昇降設備として、中央部にエレベーターと階段スペースが設けられ、船内交通を便ならしめている。

3. 機 関 部

A. 機関部一般

1) 主機

本船の主機タービンは KHI UA-360 型クロスバウンド衝動式、タンデムアーティキュレーテッド 2 段減速型タービン 1 基を搭載している。

主機はプロペラ効率を上げるため主軸回転数として

低速の 82 R/M を採用し、減速歯車は 2 段減速タンデムアーティキュレート型とした。また主機の常用出力を連続出力と等しくし、ノズル弁のない構造となつている。

復水器水室には海洋生物発生を防止するため塩素発生装置を設けた。

潤滑油ポンプは、主機減速歯車軸端に直結ポンプとバックアップ用電動潤滑油ポンプ 2 台を装備した。

2) ボイラ

主ボイラは UFE 型 2 台を搭載している。このボイラはエコマイザー方式を採用し、メンテナンス面で有利であり、かつ安全性が高くなつている。また、パーナーはボルカノペンチュリーパーナーを採用し、ターンドウンレシオが大きく自動本数制御がなくてもボイラ負荷の全範囲の制御ができる。

3) 蒸気サイクル

蒸気サイクルは再生サイクルとし低圧系統の 2 段抽気による給水加熱方式、造水装置の復水冷却方式を採用したが、高圧給水系統には給水加熱器を設けずエコマイザーによる排熱回収方式とした。給水ポンプ、カーゴオイルポンプの駆動蒸気は従来より実績がありまたその取扱い易さを考えてボイラ内部緩熱器より導いた。

雑用蒸気系統は LPSG 方式として主蒸気系統とは独立したものにしたが、ボイラ内部緩熱器より減圧弁減温器を通して供給できるような非常用ラインを設けた。

4) 発電装置

発電機は 1,440 KW のターボ発電機 2 基と 685 KW の補助非常用ディーゼル発電機 1 基を搭載している。ターボ発電機は背圧式とし排気は低圧給水加熱器に導いている。タンククリーニング中および荷役中はターボ発電機 2 基を並列運転するように計画されている。

5) 軸系

プロペラは取付取外しを短時間で確実にできること、ならびにプロペラ軸コンパート下端キー溝部の損傷回避上効果のある SKF キーレスプロペラを採用した。

シール装置としては従来のシール形状をより単純化し、メンテナンスが容易なコンパクトシールを採用、ラバーには耐久力のすぐれたバイトンを使用している。

また、船尾管船尾軸受はスロープボーリングとし、軸受負荷能力を高めるようにした。

さらに、中間軸は、SF 55 相当材 (L.R. 規格) を

使用し、軸径より細くすることで軸受荷重並びに減速歯車の歯当りへの影響をできる限り抑えるようにした。中間軸受はミッチェル形式軸受を採用した。

6) 全体装置

船尾ボイラ方式を採用しており、燃料関係の補機、熱交換器は艦台甲板上左舷中央部に設けられた部屋に集中配置され、機関室との間には gas-tight door が設けられている。制御室は第 3 甲板船首側に位置し、制御室両舷には、機関科および電気科工作室があり、いずれも空調が行なわれている。

また、各種補機器解放のための 1 ビームが随所に考慮されているのも特色の一つである。

7) 自動化

本船は UMS 無人化船として設備されたので、その詳細を次にのべる。

B. 機関部自動化

1) 制御室および監視装置

機関制御室は第 3 甲板船首側に配置し、制御室内にコントロールコンソール、配電盤、グループスターター、モニター、主機リモコン、キュービクル、ACC キャビネット、イナートガスパネルを配置し、主機タービン、ボイラ、発電機、補機のコントロール監視が行えるようになっていた。

監視装置としては、英国製、リッチウエスト社のコンスタントモニターを採用し、監視、指示のみならず、機関プラントのアラームポイントの全数記録も行えるようにした。

2) 主機リモートコントロール

主機タービンの回転数コントロールが電気—油圧制御装置によつて、制御室および船橋より行なえるようになっていた。主機タービン遠隔制御装置は富士電機製 IC 化、リモコン装置を採用し大幅な IC 化半導化を行つており、信頼性を向上するとともに調整保守を容易に行えるように配慮した。

このリモコン装置により、主機タービンの負荷変化の際、タービンに急激な熱的变化を与えないように、タイムプログラムによりコントロールされるようになっていた。またボイラの水面、蒸気圧力の異常状態やリモコン装置の電源回路、プログラム回路の異常状態にはタイムプログラムの増置をインターロックさせる保護機能を持つている。

主機タービンの停止状態で、タービンローターの変形を防ぎ暖機状態を維持する、オートスピニング機構や、エンテレストップ操作時、主軸回転数を早く下げするためのブレーキ機能を持つている。

3) 発電機制御

ディーゼル発電機は制御室から遠隔発停可能でありまた、ターボ発電機の異常時には自動起動する。

各発電機には必要な保護装置を設けているが、負荷側には過負荷時の非重要補機の選択遮断装置および停電後の再起動時の補機順次起動制御を行つている。

4) ボイラ制御

主ボイラには、ペーレ製空気式自動燃焼装置およびコープス製空気式自動給水制御装置、過熱器出口蒸気温度自動制御装置を設けている。

5) 補機

重要ポンプはタービン駆動の給水ポンプを含めて、使用中ポンプ異常時スタンバイポンプが自動起動するようにした。

6) 諸弁制御

主機関係の抽気弁、ドレン弁は主機の負荷に応じて自動開閉するようになっている。

主復水器の冷却方式はスクープシステムを採用し、ポンプ循環からスクープ循環へ、またスクープ循環からポンプ循環に自動的に変わるように、スクープ弁、ポンプ吐出弁、循環ポンプのシーケンス制御を行つた。

また大口径海水弁には電動弁を採用し制御室から開閉できるようになつている。

C. 機関部主要機器項目

主要機器の要目は次の通りである。

1) 主機関

KHI UA 型、2 段減速歯車装置付 2 筒クロスコ
ンパウンド衝動タービン 1 基

連続最大出力 36,000 PS×82 RPM
常用出力 36,000 PS×82 RPM
復水器 722 mmHg, 2,540 m³

2) プロペラ

5 翼一体型ニッケルアルミブロンズ製
直径×ピッチ 9,300 mm×6,315 mm

3) 発電装置

ターボ発電機 2 基
原動機 KHI RPA-16 型
1,440 KW×9,750 RPM
発電機 3 相交流全閉水冷式
1,440 KW×450 V×60 Hz
ディーゼル発電機 1 基
原動機 W.H. ALLEN SONS CO. 製
8 BCS 12 D 型
685 KW×720 RPM
発電機 G.E.C. 製 RF 58 AE/4 型

685 KW×450 V×60 Hz

4) ボイラ

KHI UFE 型、2 胴水管式強制送風重油専焼
船用ボイラ 2 基
最大蒸発量 71,000 kg/h
常用蒸発量 53,000 kg/h
過熱器出口蒸気条件 62 kg/cm²G×515°C
緩熱器容量 60,000 kg/h at 53 kg/cm²G×
380°C

5) ポンプ

主給水ポンプ COFFIN, タービン駆動
185 m³/h×80 K×2 台
主復水ポンプ 95 m³/h×105 m×2 台
主循環水ポンプ 6,000 m³/h×3 m×2 台
補助循環水ポンプ 3,500 m³/h×7 m×1 台
復水、ドレン移送ポンプ 75 m³/h×75 m×3 台
低圧蒸気発生器給水ポンプ 14 m³/h×150 m×2 台
潤滑油サービスポンプ (主機直結)
210 m³/h×3.5 K×1 台
潤滑油サービスポンプ (電動)
180 m³/h×3.5 K×2 台
船尾管潤滑油ポンプ 0.8 m³/h×3 K×2 台
噴燃ポンプ 15/10 m³/h×32 K×2 台
燃料油移送ポンプ 100 m³/h×5 K×1 台
点火用噴燃ポンプ 1.5 m³/h×15 K×1 台
海水サービスポンプ 310 m³/h×35 m×1 台
消火兼雑用ポンプ 360/180 m³/h×60/120 m×1 台
消火、海水サービス、ビルジおよびパラス
ト用ポンプ 360/180 m³/h×60/120 m×1 台
ビルジポンプ 10 m³/h×35 m×1 台
粗倉冷凍機冷却用ポンプ 15 m³/h×30 m×2 台
冷凍機冷却水ポンプ 5 m³/h×35 m×1 台
温水循環ポンプ 2 m³/h×10 m×1 台
インナートガス冷却水ポンプ
360 m³/h×50 m×1 台
インナートガスシール用ポンプ
15 m³/h×35 m×1 台
清水ポンプ 15/10 m³/h×30/50 m×2 台
航海用消火ポンプ 50 m³/h×80 m×1 台
停泊用給水ポンプ 20 m³/h×856 m×1 台
浄鹼剤注入ポンプ 1 台
アミン注入ポンプ 1 台
ヒドラジン注入ポンプ 1 台
6) 空気機器
ボイラ送風機 1,390/1,060 m³/min×

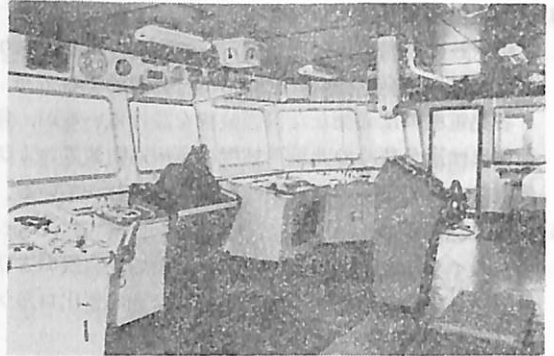
	880/510 mmAq × 2台
通風機 (給気)	1,500 m ³ /min × 40 mmAq × 4台
通風機 (排気)	1,500 m ³ /min × 15 mmAq × 2台
グラウンドイグゾーストファン	
	10 m ³ /min × 300 mmAq × 1台
燃料油バーニングユニットルーム用通風器	
	60 m ³ /min × 30 mmAq × 1台
雑用空気圧縮機	240 m ³ /h × 9 K × 1台
制御用空気圧縮機 (オイルフリー)	
	240 m ³ /h × 7 K × 2台
発電機ディーゼル起動用空気圧縮機	
	5 m ³ /h × 25 K × 1台
非常用空気圧縮機	5 m ³ /h × 25 K × 1台
7) 熱交換器	
低圧蒸気発生装置	10 t/h × 10 K × 1台
補助復水器	490 m ² × 1台
グラウンド復水器	20 m ² × 1台
低圧給水加熱器	100 m ² × 1台
脱気給水加熱器	20 m ² × 1台
主空気エゼクタ	15 m ² × 1台
補助空気エゼクタ	2 m ² × 1台
主潤滑油冷却器	210 m ² × 1台
船尾管潤滑油冷却器	2 m ² × 1台
油加熱ドレン冷却器	18 m ² × 1台
燃料油加熱器 サンロッド	BN 200-125/5 × 2台
清浄機用潤滑油加熱器 ハリソン	
	HEO-16-CG-S × 1台
清水加熱器 温研	FWHE-150 × 1台
パナー噴霧蒸気過熱器 (温研)	SHES-300 × 2台
8) その他の補機	
制御用空気除湿器	Rimer-Birlec HD-75 × 1台
ユニットクーラー 大金	US 32 R × 3台
清水殺菌器	United Filter 10 m ³ /h × 1台
塩素発生装置	Cumberland 3 Q 232/CU × 1台
潤滑油清浄機 デラバル	MAB 205 S-14-60 × 1台
造水装置 CAIRD & RAYNER	60 t/day × 1台
	(海水冷却式)
	49 t/day × 1台
	(復水冷却式)

4. 電 気 部

A. 電気部一般

1) 電源設備

本船の船内電源は、主発電機としてターボ発電機 2基、非常 / 補助発電機としてディーゼル発電機 1基を



操 舵 室

備え、通常航海時はターボ発電機 1台、タンカーサービスおよび荷役時はターボ発電機 2台並列使用し、非常 / 補助発電機にてボイラの cold start および非常航走が可能となっている。

これら発電機は LRS “UMS” に合致して自動化され、また異常監視が行われている。

ターボ発電機に異常が発生すると、非常 / 補助発電機を自動始動させ電圧確立した後なおターボ発電機の気中しや断器が投入されており異常も存続している場合は強制的に気中しや断器を引外し、非常 / 補助発電機を接続するようになっている。

その後重要補機へ自動的に送電が再開される。

蓄電池は D.C. 24 V 200 AH 2組が設けられている。

2) 配電設備

主配電盤は機関制御室内に装備され主要補機へはここから直接給電されている。また発電機の諸監視計器および警報もここに設けられる。集合形始動器盤と主配電盤間は BUS DUCT にて連続されている。

非常配電盤は非常発電機室に設けられ、非常電源はここから給電されている。

なお船主プラクティスにより、船首部に設置の機器類への給電は船首部にまとめて区電盤を設けず、全て船尾より個々に行っている。また LRS の規定に従い荷油タンク上部等の危険区画を通るケーブルは全て接地モニターを設けるなど安全上の配慮を十分に行っている。

3) 通信、航海設備

船速計測装置として電磁ログの外、ドップラソナーログを設け、特に浅海低速時の測定精度向上を配慮している。

火災および危急警報は船内指令装置の増幅器を通して発信されるようになっているが機関室の如く雑音の

大きい場所は、特殊発信器を有するスピーカーからの発信音にて聞き取り易い音質、音量としている。

ANCHOR BELL および GONG を自動化し、FORE MAST, および船尾にスピーカーを装備し、操舵室に操作スイッチおよび増幅器を設け必要時にスイッチを入れてやればスピーカーよりベルおよびゴングの音が流れるようになっている。

この外、ジャイロコンパスを2組装備し、より安全を期している点の特筆される。

操舵室は前部中央を突出させ見張のしやすい構造としており、各種操作、監視計器類を装備したブリッジコンソールは前部窓直下に設け操作と見張の両面に重点を置いたユニークな配置となつている。(写真参照)

B. 電気部要目

1) 動力装置

- a) ターボ発電機; 2基, 1,800 KVA (1,440 KW)
3φ 450 V 60 Hz 1,800 RPM 全閉水
冷形, B種絶縁, ブラシレス
- b) 非常/補助発電機; 1基, 856 KVA (685 KW)
3φ 450 V 60 Hz 720 RPM 防滴, 自
己通風形, B種絶縁, ブラシレス
- c) 配電盤; 主配電盤一面, 非常用配電盤一面
- d) 変圧器; 主, 120 KVA 3φ 450/220 2組, 非常
20 KVA 1φ 450/220 3組, 計器用
5 KVA 1φ 450/110 2組
- e) 一般用アルカリ蓄電池; 200 AH 24 V 2組
- f) 無線用鉛蓄電池; 144 AH 24 V 1組
- g) 電動機; 1式, 全閉形かご形誘導電動機, B種絶縁
- h) 始動器; 1式, 機関室主要補機用は集合形, 主要
補機は機関制御室からの発停可能

2) 照明装置

- a) 機械室; 40W × 1 蛍光灯および 400 W 水銀灯
- b) 居住区; 40 W × 1, 40 W × 2, 20 W × 2, 20 W × 1,
15 W × 1 蛍光灯, 60 W 作業灯
- c) 暴露部; 700W, 400 W 水銀灯投光器, 1 KW 白
熱投光器
- d) 煙突照明; 400 W メタルハラッドライト
- e) ポンプ室; 40 W × 2 蛍光灯, 100 W 白熱灯

3) 船内通信装置

- a) 自動交換電話機; 50回線
- b) 共電式電話機; 3組
- c) トークバック装置; 操船荷役用1式, 機関室用1
式
- d) 船内指令装置; AMP 40 W × 4 1式
- e) 火災警報装置; 1式, 機関室

4) 航海装置


- a) 操舵室コンソール; 2面
- b) ジャイロコンパス; 2組, オートパイロット1式
- c) 電磁ログ; 1式
- d) ドップラソナー; 1式
- e) レーダー; 2組
- f) オメガ; 1式
- g) デッカナビゲーター; 1式
- h) 方探; 1式
- i) 時計; 電気時計1式, ZIG ZAG 時計1
- j) 音響測深儀; 1式
- k) プロペラ軸回転計; 1式
- l) 舵角指示器
- m) アンカーベルおよびゴング; 電気式1式

5) 計測警報装置

- a) 機関制御室コンソール; 1面
- b) 荷役制御コンソール; 1面
- c) 延長警報盤; 1式

6) 無線装置

- a) 無線機; 送信器3台 (1.2 KW, 0.5 KW, 75 W
各1), 受信器3台
- b) 国際 VHF 電話; 2組
- c) 放送受信装置; 1式



古き歴史と
新しい技術を誇る

三ツ目印 清 罐 剤

登録
実用新案

罐水試験器

一般用・高圧用・特殊用・各種

最新の技術, 50年の経験による特許三ツ目印清罐剤で
汽罐の保護と燃料節約を計って下さい。
罐水処理は何んでも御相談下さい。

営業
品目

三ツ目印清罐剤 三ツ目印罐水試験器
罐水試験試薬各種 磷酸根試験器
BR式PH測定器 試験器用硝子部品
PTCタンク防蝕剤

内外化学製品株式会社

本 社	東京都品川区南大井5-12-2	電 (762) 2441 (代)	
大阪支店	大阪市西区南堀江大通2-43	電 (54) 0331 (代)	
札幌営業所	札幌市南九条西2丁目12	電 (54) 76267 (代)	
仙台営業所	仙台市青町1-170 小林ビル	電 (23) 8 5 8	
名古屋営業所	名古屋市東区池内本町1-17	電 (936) 0 2 3 3	
福岡営業所	福岡市大手門1-9-27	電 (72) 1 6 3 1 (代)	
広島営業所	広島市国泰寺町2-3-1	電 (43) 1 4 4 2	

1. 緒 言

近年、わが国の経済規模は他国に例をみない成長率で拡大発展してきたが、これに伴なつて各種原料物質や製品の海上輸送は著るしく増加している。この中には原油、LPG などの専用船による大量輸送をはじめとして、LNG のようにこれまで全く経験のなかつた危険物の輸送が含まれている。もとより、これらの危険物積載船による輸送は、その安全性に一応の見とおしを持つて行なわれているものであるが、これらの船舶が衝突等の海難に際しての挙動については、なお幾多の問題が未解決のまま残つており、その早急な検討と、必要な安全対策の再検討が望まれている。

このような現状に鑑みて、日本海難防止協会においては、上記のような危険物積載船の海難を防止し、周囲に及ぼす災害を防止する対策を樹立するための基礎資料をうることを目的として、昭和 48 年度において次の諸項目の調査研究が行なわれた。

- (1) 危険物積載船による災害の予測
- (2) 危険物荷役許可基準の検討
- (3) 危険物の海上流通の実態調査

このうち、(1)については、LNG タンカーについて、主として衝突事故がおこつた場合の船体破壊、LNG の流出、LNG の流出に伴なう船体の 2 次破壊、LNG の火災等について検討を行なつた。

LNG タンカーによる新しいエネルギーの輸送は、今後ともエネルギー源の多様化に伴なつた、ますます増大することが予想されるので、ここに上記の日本海難防止協会において研究調査された内容のうち、LNG タンカーの衝突に伴なう災害の予測について、その概要を紹介する。

2. 調査内容

LNG 船が他の船舶あるいは岸壁等と万が一衝突した場合の災害について予測を行ない、現在の知識によつて解明される事故の実態を明らかにしたものである。

LNG 船が他船と衝突した場合の事故のフローは、図 1 に示すような経過が考えられ、これに伴なつて、次の項目に対する調査および検討を行なつた。

(1) 船舶の衝突と損傷

代表的な LNG 船に対して、他船が衝突した場合の破壊の状態について推定し、衝突船の危険な速度限界を求めた。

(2) 船体の破壊口からの LNG の流出、拡散

予想される船体の破壊口の推定を行ない、これから LNG が流出し、さらに拡散する状態について検討を行なつた。

(3) LNG の流出による船体二次破壊

タンクから船体上に LNG が流出した場合、船体が急冷され、超低温となるために 2 次的船体破壊がおこる可能性について検討を加えた。

(4) LNG の流出と火災

船体から流出した LNG が大火災をおこす可能性と、燃焼、爆発した場合に予想される火災の半径、火災による副射熱などについて検討を行なつた。

3. 船舶が衝突した場合の損傷

LNG 船の船体構造は、船側および船底に二重船殻構造が採用されており、一般の貨物船やオイルタンカー等に比べて、外的な要因により貨物タンクが損傷する確率はきわめて小さい。

港内および沿岸での LNG 船の事故としては、座礁、他船との衝突および岸壁との衝突が考えられるが、座礁に対しては二重底構造の効果は大きく、現在船級協会規則で規定されている程度の高さの二重底を設けていれば、もし万一座礁しても貨物タンクまで達するような損傷は 90% 以上の確率で避けられることが、USCG の統

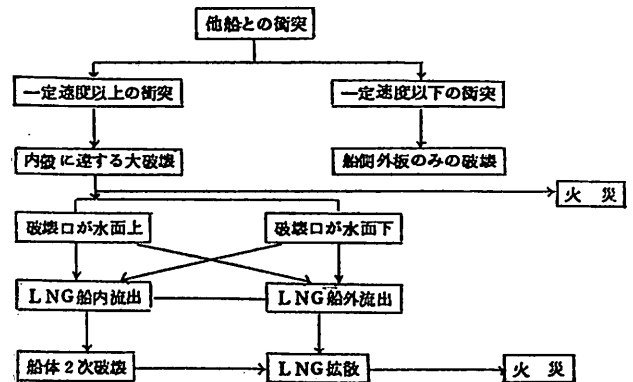


図 1 事故のフロー

* 船舶技術研究所

計でも示されており、座礁により LNG が大量に海上に流出するような災害が発生するとは殆ど考えられない。

一方、衝突については、LNG 船が船側部に他船から衝突を受けた場合は、船の大きさ、速力如何では、損傷が貨物タンクまで達し、LNG が流出することも考えられる。

したがって、以下に LNG 船が他船から衝突を受けた場合、あるいは岸壁等に衝突した場合の LNG 船に生じると予想される損傷について検討してみる。

衝突による船体の破壊機構の研究は、原子力船の安全設計に関連して、欧米やわが国においてもいくつかの研究が行なわれてきているが、要するに衝突によって生じる破壊エネルギーを船体がどのような破壊によって吸収するかを解明しているものである。

このうち、ミノルスキーの方法というのがよく用いられるが、この計算法によつて、75,000 m³ および 130,000 m³ 型メムレン方式、87,000 m³ および 130,000 m³ 型球形方式の各 LNG 船が衝突を受けた場合の損傷の程度について、いくつかの仮定を設けて計算を行なつた。

すなわち、

- (1) 衝突船の船型は排水量 20,000 t 以下を対象とする。
- (2) もつとも苛酷な状態を考え、LNG 船の重心位置の船側に衝突すると考える。
- (3) 衝突船の船首部は剛体と仮定し、衝突船々首

が突入して食い込んだ位置から、タンクの破壊状態を推定し、船首が内殻まで達しないときは、そのときの衝突船の速度を危険速度と考える。

このような仮定のもとに、排水量 1,000 t から 20,000 t までの衝突船を考えた場合に、その衝突危険速度を図 2 に、衝突船の大きさ、速度に応じて、LNG 船に生じる破壊口の大きさの推定結果を図 3 に示した。

この結果からは、排水量 5,000 t 程度の小型船から LNG 船が衝突を受けた場合でも、その船速が 8 ノット以上であれば、LNG タンクに損傷が生じる可能性が大きいとみななければならない。

また、衝突速度が危険速度を僅かに超えると、タンクの破壊口は急速に大きくなり、例えば衝突船の排水量が

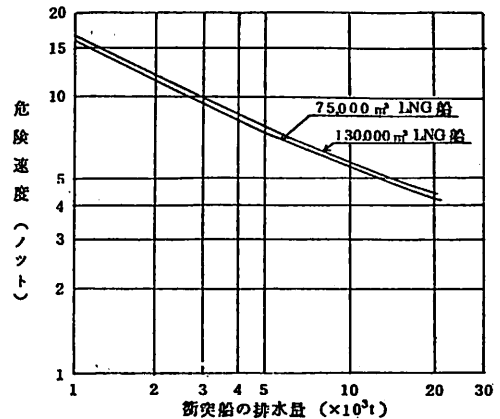


図 2 衝突船の排水量と危険速度

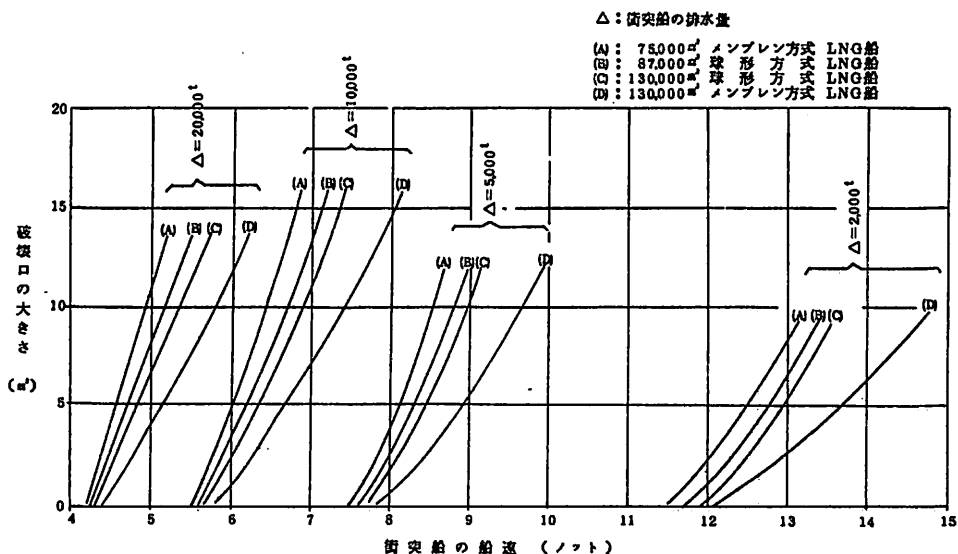


図 3 衝突船の船型、船速と破壊口の大きさ

20,000 t の場合、約 1 ノット、2,000 t の場合でも 2～3 ノット危険速度を超えると、開口面積は 10 m² 以上になることが予想される。

これらの計算の仮定において、船首部を剛体とみなして LNG タンクの破壊口の大きさを求めているが、実際には損傷が内殻に達しても、タンク内には単に凹損が生じるだけで亀裂発生しないか、ここで計算したより小さい亀裂が発生することが充分考えられ、特に独立タンク方式では、この計算結果よりは安全側に考えてよいであろう。

次に LNG 船の接岸する際に、操船のミスなどによつて岸壁にはげしく衝突した場合の危険性について、130,000 m³ 型の LNG 船も対象として計算を行なつてみた。

岸壁にはドルフィンに防舷材をとりつけてあるが、現在使用されている程度のドルフィンあるいは防舷材の性能を考えて、船が岸壁と 10° の角度をなして接岸した場合の船体が受ける面圧を計算してみると、図 4 のごとくなる。

この図から、通常の接岸速度であれば、かなり傾斜をもつて接岸しても、船体が受ける面圧は 20 t/m² 以下であることがわかる。

このように接岸時の船体の受ける外力が推定できるので、これに対して船体の耐圧強度はどの位であるかを計算によつて求めてみると、船側外板の強度は表 1 に、船側縦通材の強度は表 2 に示すように破壊強度は 20 t/m² よりはかなり大である。

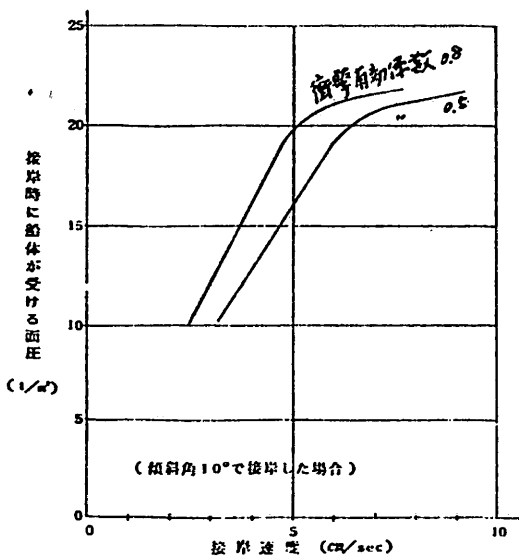


図 4 接岸時に船体が受ける面圧

表 1 船側外板の強度

タンク方式	メンブレン方式	球形方式
船部が降伏応力に達する荷重 $P=2 \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sigma_y$	28.3 t/m ²	19.3 t/m ²
船部に塑性関節が生じる荷重 $P=3 \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sigma_y$	42.4 t/m ²	28.9 t/m ²
船部および中央部に塑性関節が生ずる荷重 $P=4 \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sigma_y$	56.5 t/m ²	38.6 t/m ²

表 2 船側縦通材の強度

タンク方式	メンブレン方式	球形方式
船部が降伏応力に達する荷重 $P=12 \frac{Z}{S} \sigma_y$	40.3 t/m ²	41.2 t/m ²
船部に塑性関節が生じる荷重 $P=12 \frac{Z}{S} \sigma_y$	56.1 t/m ²	52.2 t/m ²
崩壊荷重 $P=16 \frac{Z}{S} \sigma_y$	74.8 t/m ²	69.7 t/m ²

したがつて、現在海上保安庁の指導によつて制限されている 15 cm/sec の LNG 船に対する接岸速度では勿論船体は十分安全であり、実際に行なわれている接岸ではこれよりかなり遅い速度が計測されている。

4. 破壊口からの LNG の流出と 蒸発危険ガスの拡散

LNG 船での LNG の流出による危険は、衝突、座礁等の事故による場合のほかは、設計の段階で検討が行なわれており、LNG またはガスの漏洩があつても少量であると考えられ、火災、爆発等を引起す可能性も少なく、大事故に至る可能性は少ない。

したがつて衝突、座礁事故による LNG の流出が問題となるが、座礁の場合は、LNG 船が船底および船側にそれぞれ二重構造を要求されているので、タンクまで破壊し、LNG の流出に至ることは少ないと考えられる。

衝突による場合は、LNG の流出の危険性は十分考えられ、前節で示したように、各種の LNG 船の衝突条件に応じて、LNG タンクに開く破壊口の大きさが推定でき、そこからの LNG の大量流出が考えられる。

現在世界で就航中、建造中ないし計画中の各種 LNG 船の最大 LNG タンクの容量は大略次の通りである。

71,000 m ³ 型	5 タンク配置	約 16,000 m ³
75,000	〃	約 17,000
87,500	〃	約 19,000
125,000	〃	約 27,000
160,000	〃	約 36,000

これらのタンクからの LNG の流出状況を考えるに

は、衝突によつて孔の開く位置、高さなどを検討する必要がある。

しかしながら、実際の衝突条件は複雑であり、あらゆる場合について検討することは不可能であるので、

- (1) 衝突による破壊口が、外板、二重殻内殻およびタンクともに、吃水線上方にある場合
- (2) 衝突による破壊口が外板および二重殻内殻においては吃水線下方にあり、タンクの破壊口はその上方にある場合
- (3) 衝突による破壊口が外板、二重殻内殻およびタンクとも吃水線の上下にまたがる場合

の三条件を考えて、LNG の流出量と流出時間を計算によつて求めた。

この計算結果を 125,000 m³ 型、最大タンク 25,500 m³ の LNG 船の例について示すと表 3 のごとくなる。

すなわち、LNG の流出時間は約 2~7 分、平均流出速度は約 3,000 m³/min~10,000 m³/min であつて毎分数千 m³ が流出することになる。

この流出がおこつた場合、液のままの状態またはその蒸発によるガスの状態での拡散をしらべ、メタン濃度分布、およびその時間的変動を計算して、危険性を検討した。

一例として、メンブレンタンカーにおいて破壊口の位置が吃水線 5 m の位置にある場合の計算例を示す次のようになる。

破壊口から液は、水頭によつてきまる速度で流出し、重力によつてほぼ放物線をえがいて落下する。船腹は当然広い範囲で破壊されているから、はじめのうち液は直

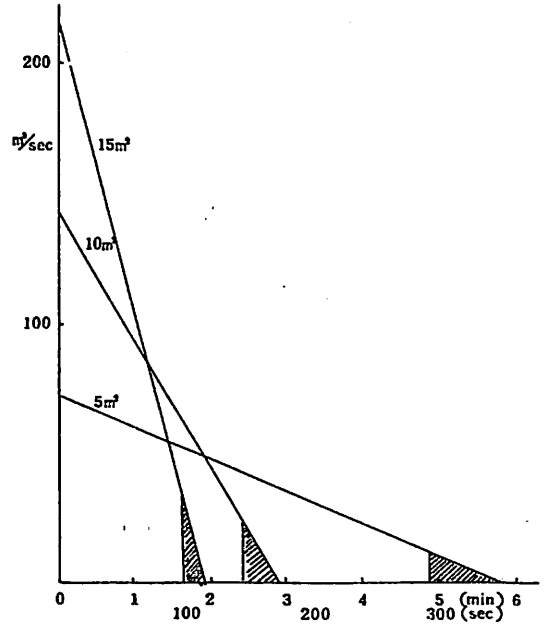


図 5 流出速度の時間的变化と船内流出量

接海面上に落下し、その後流出速度の減少によつて船内に流出するようになる。

外殻は吃水線のところまで破壊されているとし、外殻とタンク間の距離を 2.6 m とすると、船内流出量は

- (a) 5 m² の破壊口のとき 308 m³
- (b) 10 m² 〃 330 〃
- (c) 15 m² 〃 278 〃

図 5 に流出量の時間的变化を示したが、このうち斜線の部分は船内に流出する全量を示す。大部分は船外に流出することになるが、孔が上方に開くほど、また小さいほど、船外流出量に比して船内流出量が大きくなる。

流出した液が海中においてどんな挙動を示すかは、計算によつて求めることができるが、まず、初速をもつて落下する液は、海中に没し約 20 m 位離れた位置に、殆ど気化することなく浮上する。この間に要する時間は数秒である。

ついで浮上した浮体は海面上を拡がってゆき、海水からの熱流入によつて、液は拡がりながら気化してゆく。したがつて拡散源からある距離のところでは液は消失する。

この液体としての拡散液の半径は、液が円形に拡がると仮定し、中心からの距離 r 、そこで速度 v 、厚み δ とすると

表 3 LNG の流出量と時間

球型タンク方式 125,000 m³型 最大タンク 25,500 m³

破壊口大きさ	5 m ²		10 m ²		15 m ²	
	0 m	5 m	0 m	5 m	0 m	5 m
破壊タンク底面上	8.560 m ³	13.560 m ³	8.560 m ³	13.560 m ³	8.560 m ³	13.560 m ³
流出量 (m ³)	22,920	18,450	22,920	18,450	22,920	18,450
流出時間 (min)	6.81	6.53	3.40	3.26	2.27	2.18
平均流出速度 (m ³ /min)	3,360	2,830	6,720	5,660	10,080	8,490
初期最大流出速度 (m ³ /min)	7,070	6,450	14,150	12,900	21,210	19,350

メンブレンタンク方式 125,000 m³型 最大タンク 27,400 m³

破壊口大きさ	5 m ²		10 m ²		15 m ²	
	0 m	5 m	0 m	5 m	0 m	5 m
破壊タンク底面上	8.165 m ³	13.165 m ³	8.165 m ³	13.165 m ³	8.165 m ³	13.165 m ³
流出量 (m ³)	17,760	11,600	17,760	11,600	17,760	11,600
流出時間 (min)	7.02	5.68	3.51	2.84	2.34	1.90
平均流出速度 (m ³ /min)	2,530	2,040	5,060	4,080	7,590	6,120
初期最大流出速度 (m ³ /min)	5,040	4,335	10,080	8,670	15,120	13,000

$$\frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta r} (r v z) = -s \dots\dots\dots(1)$$

の関係が成立する。s は単位時間、単位面積あたりの蒸発量（蒸発速度）である。

前述した衝突による破壊条件の場合に、(1) 式から拡散液の半径を計算すると、

- (a) 5 m² 破壊口のとき 219 m
- (b) 10 m² 〃 309 〃
- (c) 15 m² 〃 379 〃

このように拡散液の半径が求まると、ガスとしての拡散を計算することができる。実際の場合には風速の影響などによつて複雑な条件とならうが、無風の場合を考えてみると、LNG ガスのように低温で重い気体の場合は拡散は海水面に沿つて拡がるいわゆる重力拡散となる。

メタンガスは30%濃度あたりから大気との比重の関係で急速に濃度が減少する傾向を示す。

このような条件を考慮して、メタンガスの可燃濃度範囲である5~15%の半径を求めると

- (a) 5 m² 破壊口のとき 701~767 m
- (b) 10 m² 〃 989~1082 〃
- (c) 15 m² 〃 1213~1327 〃

が計算される。

以上は風速が0の場合であるが、風速が5 m ある場合を考えると、5 m² の破壊口のとき、ガス濃度が5~15%の危険範囲は風下方向で3,000 m の位置で高さ150 m までと、風に直角方向で750 m の水面上までとなる。

このほかに、流出した液だけでなく、タンク内に残留した液からの気化による拡散もあるが、この条件の場合、風下水面で200~420 m² の範囲がガス濃度5~15%の範囲として計算される。

以上のような計算法によつて、LNG 船が衝突によつてどのような破壊口が生じるかに応じて、拡散したガスの危険濃度範囲が求められる。

すなわち、これまでの拡散域はメンブレンタンク方式のLNG 船の衝突による破壊口が吃水線上5 m に開いた場合であるのに対し、破壊口が吃水線に生じた場合のガスの拡散によつてガス濃度5~15%となる初期最大半径を無風状態の場合について求めると、表4のようになる。

また、球型タンク方式の場合も同様にして求めると、破壊口が吃水線上の場合と、吃水線から5 m の場合に

表4 吃水線に破壊口が生じた場合のガス拡散

5 m ² 破壊口	乾燥空気	2,124 ~ 6,136
	100% 湿度	755 ~ 826
10 m ² 破壊口	乾燥空気	2,997 ~ 8,658
	100% 濃度	1,065 ~ 1,166
15 m ² 破壊口	乾燥空気	3,681 ~ 10,630
	100% 濃度	1,309 ~ 1,432

表5 球型タンク方式の場合のガス拡散

破壊口高さ	破壊口大きさ	乾燥空気		100% 湿度	
		m	m	m	m
吃水線 5m	5m ² 破壊口	2,394~	6,916	851~	931
	10m ² 〃	3,393~	9,802	1,206~	1,320
	15m ² 〃	4,149~	11,986	1,475~	1,614
吃水線上	5m ² 〃	2,511~	6,916	893~	977
	10m ² 〃	3,546~	10,244	1,261~	1,379
	15m ² 〃	4,347~	12,558	1,546~	1,691

5. LNG 流出液による船体の脆性破壊

LNG が船体内に流出するとした場合、もつとも危険な状態を考えると、船体は局部的に急冷されることになる。さらに流出量が多くなれば、広い範囲にわたつて船体は超低温になると考えられる。

そこで船体には、船体全体としての熱応力を生じるほか、局部的にも熱応力が生じる。

一例として、125,000 m³ 型のLNG 船の二重底内にLNG が流入した状態を想定して、二重底が-160°C になるとして、梁理論により船体に生じる熱による縦応力を計算してみると、20 kg/mm² 程度になる。

この熱応力は、通常の載荷状態での応力および波浪による応力に付加して加わるので、LNG が大量に船内に流出すれば、船体は縦応力によつて破壊する可能性は十分考えられる。

ただし低温領域は急速に拡大するため、船体内での温度分布は急速に一様化する傾向となるので、上記のような熱応力は最悪の条件で発生するものである。

つぎに、パネルのように局部的に船体が急冷された場合、船体にクラックが発生するかどうかを、実験室において模型により検討してみた。

パネルの模型は、図6に示すような400 mm×450 mm のパネルに防挽材を配置したものである。これに中央部にそれぞれ長さ160 mm でその端部に0.1 mm r の鋭いノッチをつけ、さらに一部の試験片では溶接ビードを

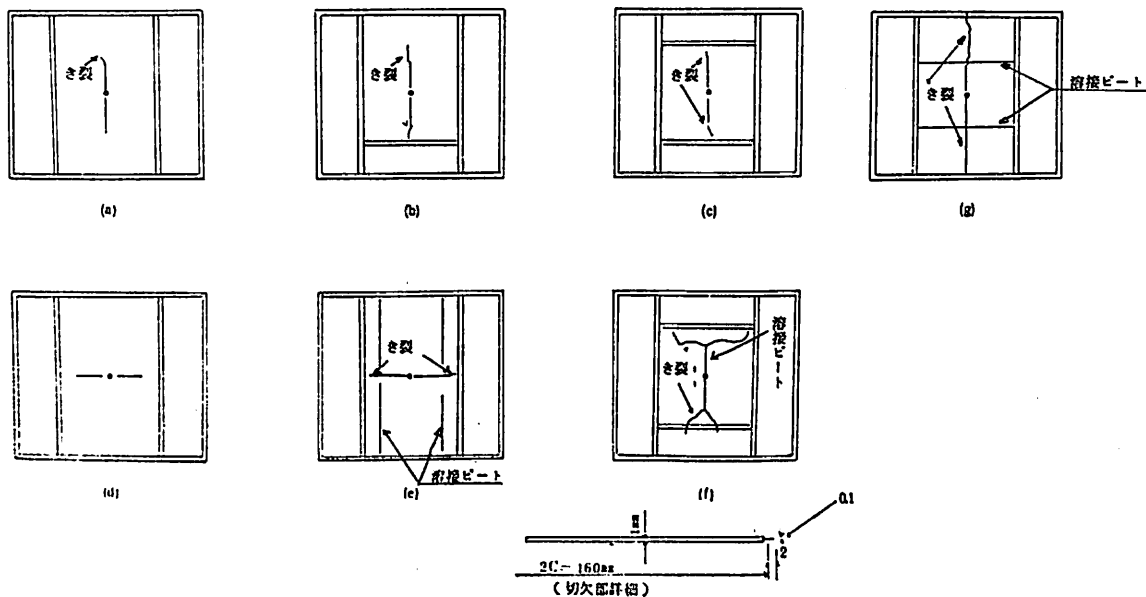


図6 各試験片の破壊状況

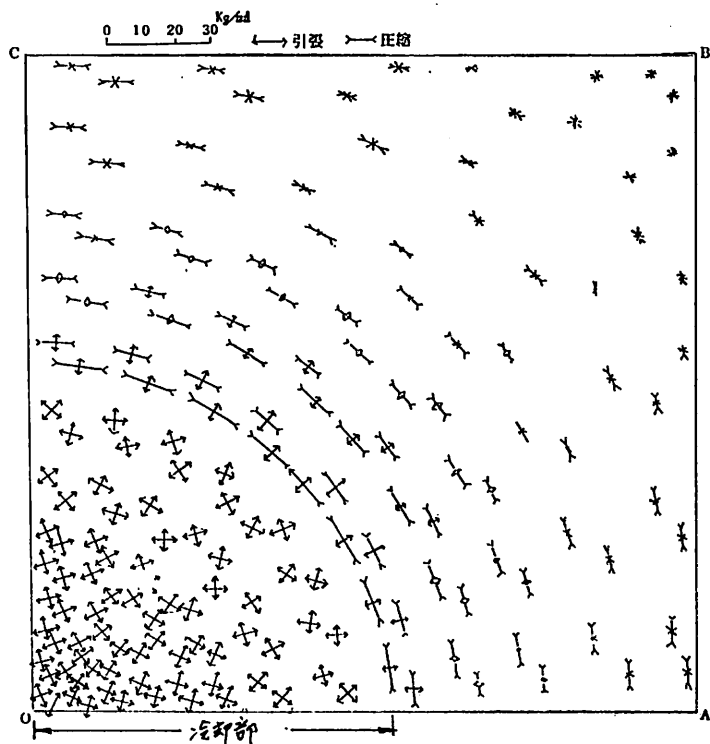


図7 板内の主応力分布の一例 (Rr=100 mm)

結果は同図に示すごとく、一枚を除いて全試験片にクラックがノッチの先端から発生した。

この結果を、FEMによる応力計算結果および脆性破

壊の発生試験結果と比較検討してみると、これらのパネルにおけるクラックの発生が合理的であることが判断される。

一枚の試験片においてクラックが発生しなかったが、これは、防撓材の溶接による圧縮の残留応力が、クラックの発生を妨げたものと判断された。

板の中央部に円状に -194°C とした場合の板内の主応力分布のFEMによる計算例を図7に示した。

6. LNGの流出による燃発と火災

LNGが海上に流出しても、LNGは非常に低温であるため、着火しにくいと思われがちであるが、空気中でのメタンの可燃濃度範囲は温度によってあまり変わらない。したがって、LNGの液面に比較的近いところでは、常に可燃濃度範囲(約5~15%)にあると考えなければならず、火源があれば直ちに火災となる。

衝突の場合においては、この火源は容易に発生すると考えなければならない。

LNG船の衝突によって、LNGが大量に水上に流出した場合の挙動に関する研究が米国において行なわれている。その研究中に、LNGの水面への投入実験で、一

回 120 kg の LNG を水面に投入したとき一瞬間きわめて静かな状態のあつたのち爆発をおこした。これは火災を伴わない爆発であり、LNG の急激な蒸発現象であることが確認され、純粋の LNG の水上流出では発生しにくい、高沸点成分の多い LNG、および水面に炭化水素の膜があると爆発が発生することが明らかとなつた。

LNG の水上流出時の爆発は、発生しにくい現象ではあるが、仮に爆発が起つたとすれば、直接的な破壊力よりも、急激な LNG の蒸発が保安上重要な意義を有するものと思われる。

LNG が蒸発し、NG (主としてメタン) と空気との混合ガスを生成すると、その濃度が約 5~15% であれば爆発範囲となる。

水面上にこの濃度範囲の混合ガスが大量にあり、火源があれば爆発が発生するであろう。

船舶が衝突した場合は、開口部は衝突時の摩擦によつてかなり高温になると思われるので、この部分にメタンガスが接触すれば、発火する危険性が十分考えられる。

海面が火災になつた場合の燃焼油面の大きさは、LNG の流出速度に左右されるわけであり、海上では拡がりを制限するものがないので、燃えながら自由に拡がつてゆく。しかし燃焼によつて液はどんどん消費されるから、その拡がる程度は流出量と、燃焼により消費される量からきまつてくる。

近似的な仮定を設けて、前述した LNG 船の衝突時の破壊口からの LNG の流出に対して、想定火災規模を計算すると、おおむね表 6のごとくなる。

LNG の流出がとまれば火災規模は急激に縮小して火は消えてしまう。前述のごとく LNG の流出に要する時分は数分という短時間であるから、火災が発生しても

表 6 想定火災規模

	破壊口面積 (m^2)	破壊口の位置 (乾水線上 m)	平均流出速度 (m^3/min)	火災直径 (m)	総燃焼時間 米 (min)
球形タンク方式	5	0	3,360	340	6.81
	5	5	2,830	315	6.53
	10	0	6,720	485	3.40
	10	5	5,660	445	3.26
	15	0	10,080	595	2.27
	15	5	8,490	545	2.18
メンブレン タンク方式	5	0	2,530	300	7.02
	5	5	2,040	265	5.68
	10	0	5,060	420	3.51
	10	5	4,080	380	2.84
	15	0	7,590	515	2.34
	15	5	6,120	465	1.90

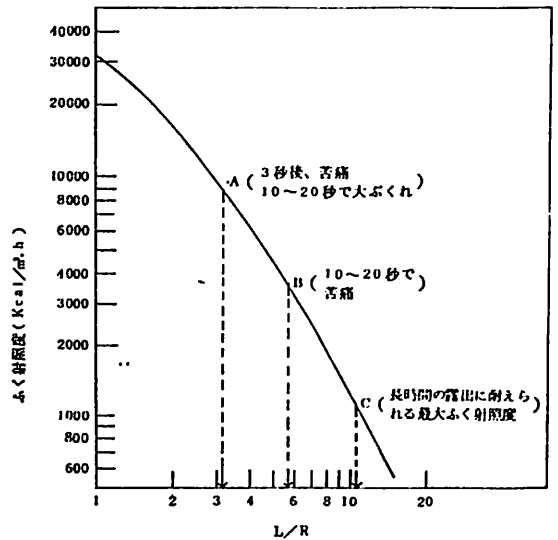


図 8 LNG 火災の中心から受熱面までの距離とふく射照度との関係 (容器内で燃焼、受熱面が LNG 液面と同一平面上にある場合) および人間の皮膚が耐えられる限界ふく射照度

注 Lは火災の中心から受熱面までの距離、Rは火災の半径

火が消えるまでの時間はほぼ同じ程度の短時間である。

しかし火災に伴うふく射熱は非常に高く、図 8 に示すように、火災の中心から受熱面までの距離と火災の半径との比 L/R が 6 倍程度であつても人間は 10~20 秒しか耐えられない結果となつている。

また船体の鋼板も LNG の流出が続いておれば、当然燃焼する LNG から高熱を受け、短時間では赤熱、座屈などは起きないと思われるが、流出時間が長く続くとその被害は拡大することを考えねばならない。

7. あとがき

LNG 船を対象として、その航行中あるいは岸壁付近において、衝突による被害を想定し今後の LNG 船の安全対策の資することを期した。

LNG 船が他船から衝突をうけるか、あるいは自ら船舶や岸壁に衝突した場合に、船体がどのような破壊を生じるかが、衝突によつて発生する二次的災害のきめ手となる。しかし、衝突の条件は多様であり、すべての条件に対して検討することは不可能である。

LNG 船が衝突されて LNG が流出するよう (61 頁へつづく)

船体構造の塑性強度に関する展望

山口 勇 男*
長 沢 準**

1. ま え が き

船舶はここ数十年間の間に急速に大型化し、最近では積載重量 48 万トンに及ぶ大型タンカーが就航している。このような船舶の大型化を可能にしたのは、造船技術者のなみなみならぬ努力に負うところが大きい。特に船体構造の分野においては、部材の適正な配置や寸法等について数多くの研究を行ない、これらの実用化を行なってきた。

最近における研究は、従来の弾性強度に重点をおいたものから、塑性強度すなわち最終強度までの検討を考慮したものを中心となつてきている。

ここでは、船体構造の広い意味での検性設計、あるいは塑性強度について、実際の船舶の設計の面と研究の面からの展望を行なつた。

2. 船体構造とその設計理念

周知のように、最近の船舶はかなり専用化し、種々の型の船が就航している。すなわち、一般貨物船、タンカー、ばら積船、鉱石運搬船、自動車運搬船、LNG 船、カーフェリー、客船、漁船等である。これらのうち、もつとも大型化が著しいのがタンカーである。ここ数十年のタンカーの大型化の傾向を図 1 に示す。図は、1950 年から現在まで、その年々で最大のタンカーを示したもので、横軸は初めて就航した年を示し、縦軸はタンカーの載荷重量トン (D.W.T) を示す。図に示すように、縦軸は対数目盛にもかかわらず直線で上昇し、その大型化の速度の激しいことを示している。しかし、この大型化の傾向も、単位重量トン当りの建造費や、運航採算の面など経済的な面で、70 万重量トン付近で頭打ちになるのではないかとされている。

次に船体構造について簡単に考えてみると船体構造は、外板や甲板及び隔壁板等の板材と、横桁や縦桁等の大骨、縦通肋骨等の小骨及び防撓材や肘板等の 2 次部材からなり、かなり複雑な構造をしている。われわれ造船技術者は、このような複雑な構造を、便宜的に、縦強度、横強度及び局部強度の 3 つに大別して、その強度

を検討してきた。縦強度は船の長さ方向の強度、横強度は船の横断面内の強度、局部強度は局部の強度で例えば骨で囲まれたパネルの強度である。これらの強度は、それぞれ独立したものではなく、相互に関連があることはいうまでもない。

最近、コンピュータによる構造解析技術が発達し、船全体を三次元骨組構造として、あるいは、有限要素法等で解析することができるようになった。そして、これらの構造解析結果から、船が航海中に遭遇する荷重に対し、これらの構造が十分な安全性を有しているかを検討している。具体的には、

- (A) 通常の航海状態では、部材の応力は降伏応力に対して充分な余裕があること
- (B) 変動荷重に対して充分な疲労強度があること
- (C) 座屈強度が充分であること

等を検討している。これらの強度の検討は、主に弾性範囲内である。

前にも述べたように、船の構造は非常に複雑であるため、船の縦強度や横強度のような全体強度に対し、塑性強度や最終強度を解析することは難しい。現在では、大型模型について、その最終強度に関する実験を行なっている状態である。この件については、後で詳述する。また、このような複雑な構造を単純化したモデルについての塑性解析も行なっているが、現時点では、これらの塑

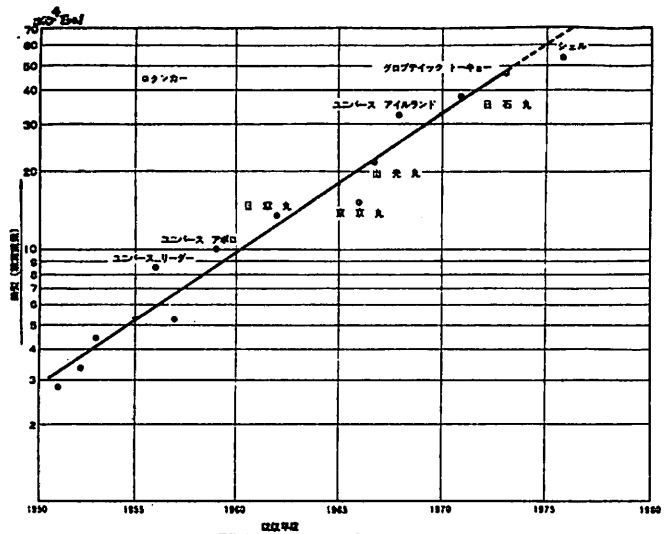


図 1 タンカー大型化の傾向

* 日本海事協会

** 船舶技術研究所

性解析および最終強度に関しては、研究段階であつて、実用に供されていない。しかし、局部強度に関しては、かなり研究も進んでおり、船の設計の基準となる日本海事協会の鋼船規則にも、塑性設計の概念が取り入れられている。この件については後で具体例について述べる。

ここで塑性設計法の基本概念を簡単に述べ、これを船舶構造に適用する場合の問題点について考えてみる。

よく知られているように、塑性設計の設計理念は、構造物の最終強度を設計の基準とするものである。そのため、理想的な崩壊状態を実現させるため、多くの前提条件を課している。すなわち、

- (a) 構造用部材の材料は延性に富み、しかも、脆性破壊の心配のないこと
- (b) 疲労クラック発生による部材の強度低下のないこと
- (c) 崩壊状態に至るまで、座屈や横倒れによる部材の強度低下のないこと
- (d) 部材の結合部は十分な回転容量を有し、塑性関節形成後も、その部分の塑性モーメントに耐えること

などの諸条件が満足されねばならない。

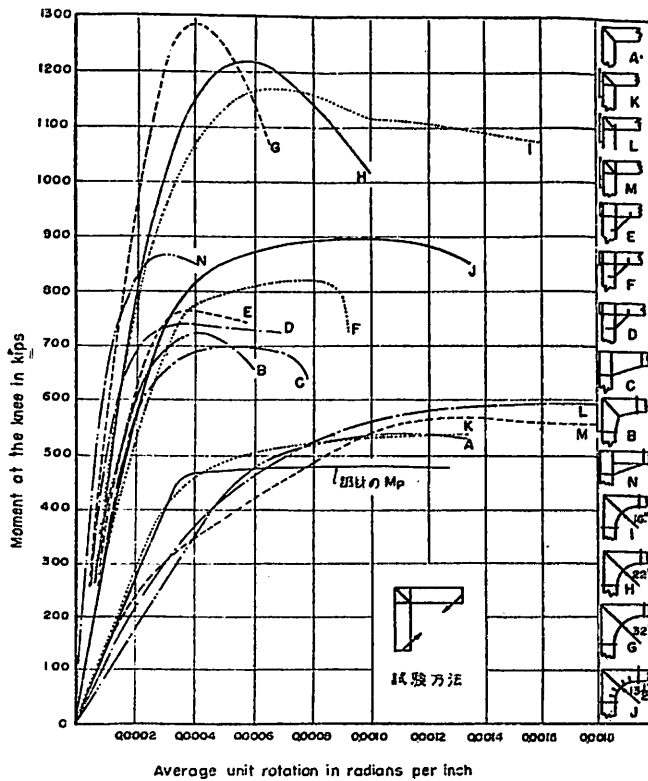


図2 端部結合部のモーメントと回転角との関係

前述のように、現在の船体構造部材の多くは、従来の経験や弾性計算などにより、その部材の寸法が決定されているので、上記諸条件を満足しているとは限らない。そのため、船体構造に塑性設計法を適用する場合は、上記の諸条件が満足されているか否かを検討する必要がある。

まず (a) の条件であるが、現在、船体構造部材に使用されている材料は、主に、軟鋼と高張力鋼とであつて、両者共に十分な延性をもっている。また、脆性破壊に対しても十分な強さをもっているため、この条件は、問題は少ないものと思われる。

次に、(b) の疲労強度の件であるが、これはかなり問題がありそうである。船舶は海洋を航海する輸送機関であり、そのため、船体構造部材は絶えず波浪による繰返し荷重を受け、疲労による損傷をおこしやすい。事実、船体構造部材の損傷の大半は疲労クラックである。そのため、疲労クラックの起りやすい不連続部、特に端部結合部では、クラック防止のため十分な注意を払っている。このことは (d) の端部結合部の回転容量とも関係があるので、回転容量との関連も含めて考えてみる。

端部結合部の回転容量については、Beedle 等¹⁾ が系統的な実験を行なっている。その結果の一部を図2に示す。図は、種々の端部結合部の回転容量とモーメントとの関係を示したものであるが、図中の L, M 型の端部結合部が十分な回転容量をもっている。一方、船体構造によく使用されている G, H, I 型の端部結合は強度は大きい回転容量が小さい。Beedle 等はこれらの結果から L, M 型の端部結合部を推奨している。この実験は、比較的疲労クラックの心配のない陸上構造物を対象としたものである。今まで、船体構造の端部結合部の疲労実験が数多く行なわれたが、その結果によると、図2の L, M 型は疲労強度上弱く、G, H, I 型が強いことが確かめられている。このような見地から、船体構造に直線的な端部結合部を使用することは問題があるように思われる。

次に (c) の条件であるが、現在の船体構造部材は、考えられる荷重状態では座屈または横倒れしないように設計されている。しかし、大型船の構造部材は、スパンに比べてかなり深い部材を使用しているため、これらの部材のウェブの板厚や防撓材の間隔が、最終強度を考えた場合でも充分であるか否かを検討する必要がある。

3. 船体構造における塑性設計の適用例

以上述べたように、船体構造に塑性設計を適用する場合は種々の問題点が残されている。しかし、繰返し荷重をあまり受けない箇所や、船体の主構造とは独立した艦装品の強度については、最終強度をも考えた設計が行なわれている。以下その具体例について説明する。

(1) 日本海事協会規則における塑性強度の考え方

日本海事協会規則では、船の主要部材に対してその寸法を与える算式を定めている。規則の算式は割合簡単な算式であるが、これを制定するには、種々の詳細計算が行なわれ、これらの計算結果を基礎資料としている。ここでは、規則を作る場合、塑性設計の考え方がどのように導入されているか、どのような部材に対して適用されているかについて説明する。

船体構造は、大別して、大骨、小骨、板材及び二次部材から成り立っているが、日本海事協会規則では、一般的に云つて、板部材には塑性設計の概念を導入し、その他の部材では弾性設計の概念を導入している。板部材以外でも、水密隔壁の小骨のように繰返し荷重が少なく、最終強度が問題となるような部材では塑性設計の概念を導入している。板材に塑性設計の概念を導入した理由は、板材には疲労クラックの発生が少ないことと、塑性崩壊後も膜力の影響でかなり耐荷力があることである。

次に、船側外板の具体例について説明する。船側外板は防撓材に囲まれた帯板と考えることができる。この場合の帯板の崩壊荷重は次のように表わされる。

$$q = 4\sigma_y \left\{ 1 - \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right\} \frac{t^2}{s^2} \dots\dots\dots(1)$$

(1) 式で σ_y は降伏応力、 σ は軸方向応力、 t は板厚、 s は防撓材（肋骨）の心距を示す。ここで安全率を K とすると板厚 t は次のように表わされる。

$$t = s \sqrt{\frac{Kw}{4\sigma_y \{1 - (\sigma/\sigma_y)^2\}}} \dots\dots\dots(2)$$

船側荷重 q は静水圧と変動水圧とからなっているが、静水圧は、近似的に $d - 0.125 D$ (d は吃水、 D は船の深さ) で表わされ、また、変動水圧として 10^6 回の最大期待値を船体運動をも考慮したコンピュータプログラムで数隻の船について計算すると、ほぼ、 $0.05 L'$ (L' は船の長さで 230 m 以上は 230 とする) 近似される。ゆえに、船側に加わる荷重 q は次のように近似される。

$$q = 1.025 (d - 0.125 D + 0.05 L') \dots\dots\dots(3)$$

(3) 式を (2) 式に代入して整理すると

$$t = c's \sqrt{d - 0.125 D + 0.05 L'} \dots\dots\dots(4)$$

ただし

$$c' = \sqrt{\frac{1.025 K}{4\sigma_y \{1 - (\sigma/\sigma_y)^2\}}} \dots\dots\dots(5)$$

である。日本海事協会の規則では、 $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$ 、 $K = 1.5$ として、次のような式で与えてある。

横肋骨式構造の場合

$$t = 4.11 cs \sqrt{d - 0.125 D + 0.05 L'} + 2.5 \text{ (mm)} \dots\dots\dots(6)$$

縦肋骨式構造の場合

$$t = 4.00 cs \sqrt{d - 0.125 D + 0.05 L'} + 2.5 \text{ (mm)} \dots\dots\dots(7)$$

(6)、(7) 式で c は船の長さにより定まる係数で、船の長さが 230 m 以下の場合には 1.0 、 400 m 以上の場合には 1.07 でその中間の場合は補間法により定められる値である。また、最後の 2.5 は腐食予備厚を意味している。縦肋骨式構造の場合の係数が、横肋骨式構造の場合と異なるのは、縦肋骨式構造の場合は軸力による塑性モーメントの低下が横肋骨方式の場合と異なるためである。

日本海事協会の規則ではこの他、甲板、水密隔壁の板、深水タンクの板その他に上記のような塑性強度を考えて規則を定めている。また、水密隔壁板付防撓材等のように繰返し荷重の影響が少ないと思われる小骨部材に対しても、塑性強度を考えて規則を定めている。塑性強度を考えた規則というと、通常の航海中に降伏応力を超す応力が発生するのではないかと心配する人があるかも知れないが、上述のように、荷重も考えられる最大荷重を設定し、さらに、充分な安全率を考慮しているため、そのような心配は杞憂であることを附記する。

(2) デリックポスト等揚貨装置

貨物船のデリックポスト等揚貨装置は、船体主構造から独立しており、また、船の一生における積荷時の繰返し数も $10^4 \sim 10^6$ 回程度であり、疲労損傷の心配も少ない。そのため、塑性設計を適用しやすい構造である。

日本溶接協会塑性設計研究委員会マストデリックポスト小委員会（委員長藤田教授）では、二脚デリックポストの設計図表を作成し出版した⁹⁾。この資料集では、かなり広い範囲の寸法例について、塑性強度を求める数表や図表を示し、さらに、最小重量設計法ならびに等強度設計法によるデリックポストの断面係数を与えている。この図表を使用することにより、煩わしい計算をしないで、合理的かつ経済的なデリックポストの設計ができるようになる。

(3) ハッチカバーの損傷例

数年前、貨物船の最前端ハッチのハッチカバーが波浪のため崩壊し、船倉内に落下する事故があつた。そのと

きの損傷の状態を図3に示す。最前端のハッチは波がよく打込むところであつて、この辺の波は背波と呼ばれ、かなりはげしい衝撃圧力が加わる。図3からもわかるように、損傷したハッチカバーは、かなり明瞭なヒンジラインを示している。このハッチカバーを塑性計算で最終強度を計算し、ヒンジラインを求めたところ、図中の破線のようになり、実物のヒンジラインとよく一致した。この計算から、波の打込みによる圧力は、約 8 T/m^2 と推定された。

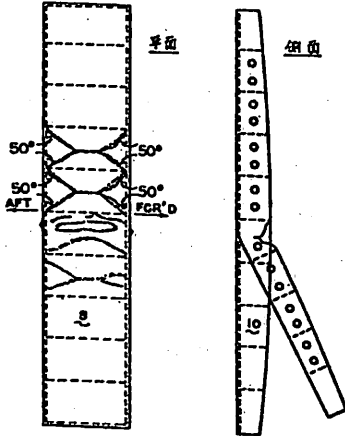


図3 ハッチカバーの損傷状況

4. 船体構造の塑性強度の研究

(1) 板構造

船体の外板、甲板等を構成する平板は、船体構造の構成部材として、面内の軸力、曲げおよび剪断力を受けるほか、直接波浪外力などによつて面に垂直の圧力を受ける。

このような板の強度的挙動に関する研究は、これまでに極めて多くの研究が行なわれてきたが、まず板が面に垂直な圧力を受けた場合の挙動は、定性的に考えれば図4のごとくなる。

一般に弾性域では、板に生じる応力およびたわみは圧力が比較的小であるうちは圧力に比例して増大するが、圧力がある程度大になると次第に比例関係を離れて、応力およびたわみの増加率は少なくなる。

これは板のたわみにより、板の面内に生じる膜力の影響であつて、板厚が薄いほどその影響は顕著である。

さらに圧力が増すと、板の端部あるいは中央部の最大応力は降伏点に達し、板の一部が塑性モーメントに達することになる。図4のa点は板の一部が弾性限に達した点を示し、c点はさらにその部分が塑性モーメントに達

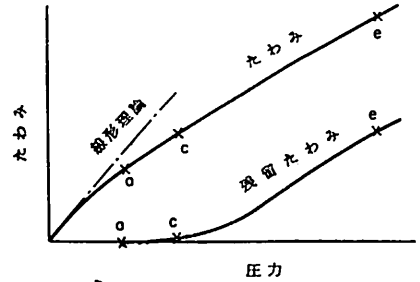


図4 圧力と板のたわみ

した点を示す。

このような横圧を受ける長方形板の弾性限以上の理論的な解析を行なうには煩雑な計算を要するが、実船に多くみられる板は、一般に一方に比較的に長い長方形板であるので、このような板に対しては帯板として取扱うと、簡単に計算が行なえる。

図5のように等分布荷重を受ける帯板のモーメントの釣合式は

$$M = -Tw - \frac{1}{2} qx^2 + \frac{1}{2} qax + M \dots (8)$$

ここで、 T は膜力、 w はたわみ、 a は板幅、 q は一様圧力、 M は固定端の曲げモーメントとする。 M は圧力の段階に応じた、図6のような断面の応力分布に対応して求まる。

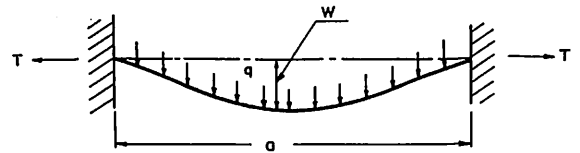


図5 横圧を受ける板

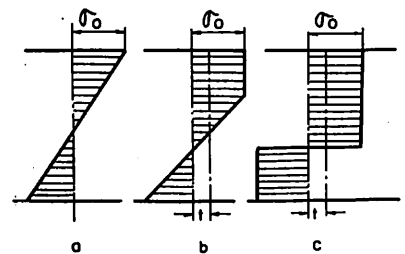


図6 断面の応力分布

この計算から明らかなことは、周辺固定の場合には板の端部では軸力を考慮しても板幅/板厚比が極端に大でなければ、板は塑性モーメントに達し、したがつてここに塑性関節を生じることになる。一方、板の中央部においては逆に膜力の影響が大きいので、板幅/板厚比がき

わめて小である場合をのぞき塑性関節は生じない。

このような範囲の板厚より厚い、長方形板では、横圧によつて板は端部のみならず中央部にも塑性関節を生じいわゆる屋根形の塑性関節線を生じることになる。

このときの板の崩壊圧力は、周辺固定の板の場合、

$$q_c = \frac{48 M_0}{b^2} \frac{1}{3 - 2\sqrt{1 + 3\beta^2} - 1} \dots\dots\dots (9)$$

周辺支持の場合は、崩壊時の圧力は $1/2 q_c$ となる。

ここで a および b は、それぞれ長辺および短辺の長さ、 $\beta = a/b$ である。

帯板の場合は (9) 式は簡単な形となり、軸力を考慮すれば前述した (1) 式がえられる。

この圧力をこえても板はなお十分な耐力を残しているが、これ以上の圧力になると板のたわみが急増しはじめ、とくに荷重除去後の残留たわみが急増するようになる。

次に平板の面内荷重による座屈強度の最近の研究として、平板の有する初期たわみが、板の座屈強度あるいは終局強度に及ぼす実験的研究について述べよう。

試験片は、板厚 4.5 mm、9 mm および 12.7 mm

で長さおよび幅 500 mm で、初期たわみ δ_0 と板厚との比 $\delta_0/t = 0 \sim 1.0$ と変化させて実施した。

荷重の変化と、試験片に生じるたわみの計測結果の一例を図 7 に、応力と最大たわみ曲線との関係の一例を図 8 に示す。 P_{max} は最高荷重を示す。

実験結果は、大阪大学で開発された FEM による計算法を用いて計算した値と比較して、かなり良い一致がみられている。

厚板の方が、初期たわみによる最高荷重の低下が大きく、12.7 mm の板では $\delta_0/t = 1.0$ で最高荷重は 40% 近く低下している。これに対して、薄板では初期たわみによる最高荷重の低下率は $\delta_0/t = 1.0$ で約 10% 程度である。

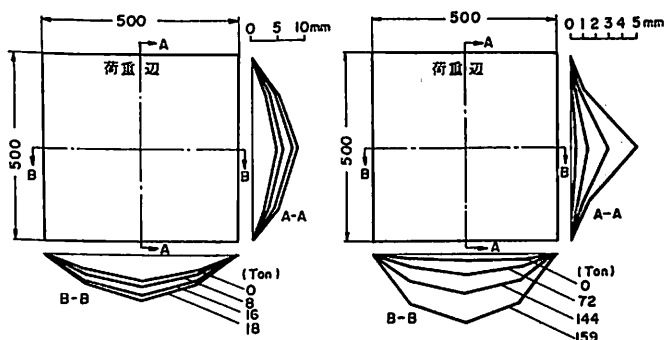


図 7 横たわみ分布

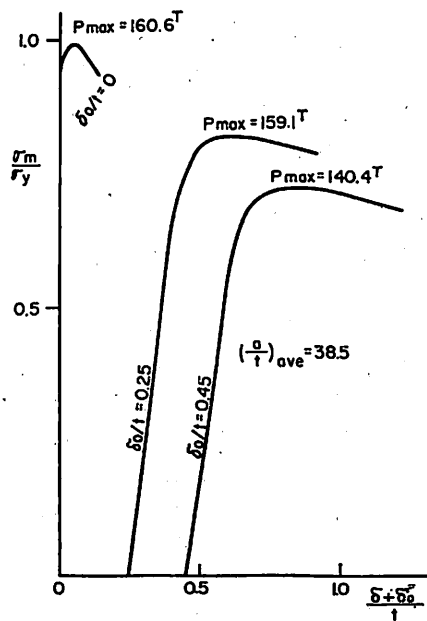


図 8 荷重-最大たわみ曲線

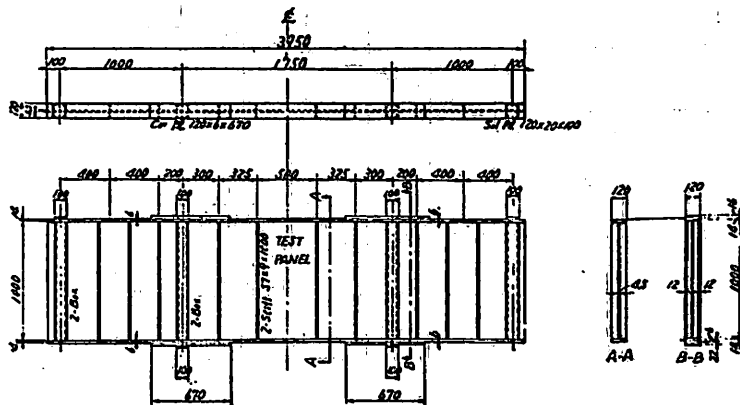


図 9 試験体

つた。

次に平板が面内曲げおよび剪断荷重を受ける場合の最高荷重について、同じように板の初期たわみの影響に關する研究が行なわれている。

試験片は図9に示すように、板厚3.2mmおよび4.5mmで、幅500mm、深さ1,000mmの桁のウェブ材について行なわれ、初期たわみは $\delta_0/t=0\sim 1.7$ を対象とした。

図10に曲げモーメントと板の面外たわみとの関係の一例を示したが、まずウェブの板が局部座屈し、ついで圧縮フランジが降伏し、さらに全体が横倒れをおこして桁としての崩壊がおこっている。

計算値は、藤井の理論式による結果である。

図10における $M_{cr}=36.6\text{ t}\cdot\text{m}$ は、ウェブが局部座屈をおこす荷重で、その後は座屈した部分の歪は一定値にとどまり、荷重がますます応力の再配分が行なわれ次第に崩壊に達する。

実験結果についてはさらに検討が行なわれているが、ウェブの初期たわみが、ウェブの座屈あるいは桁の最終強度に及ぼす影響は顕著には現われていないように思われる。

同じ寸法の試験模型について、剪断試験も行なわれているが、この結果の一例を図11に示した。

図は荷重とウェブの面外変形との関係を示したものであるが、剪断による崩壊荷重が明らかに求められている。

実験例で十分でないので、結論的なことはいい難いが桁の最終強度に対して、ウェブの初期たわみの影響は、この場合きわめて少ない結果がえられている。

(2) ウイングタンクの破壊強度

(i) 立体模型による実験

大型鉱石運搬船の沈没事故を契機として、船体の船側および船底等に加わる衝撃水圧による圧壊強度の研究が大規模に、かつ系統的に進められている。その1つとして6万屯級の鉱石運搬船の1ウイングタンクの長さの数分の1の縮尺模型による圧壊試験が行なわれた。

模型の寸法は幅4.9m、高さ2.71m、長さ3.85m

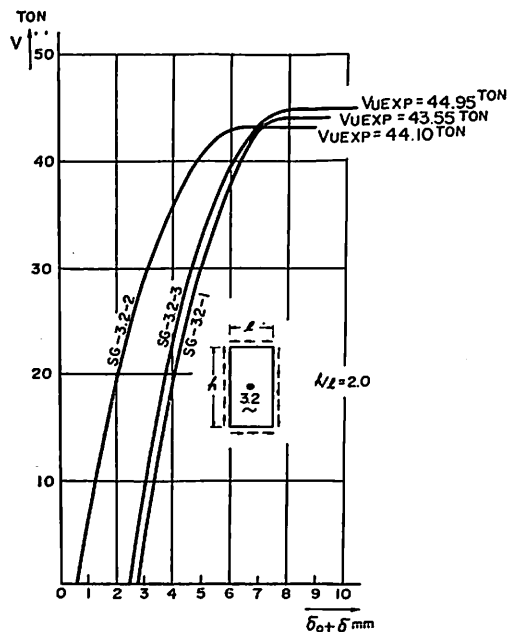


図11 せん断力と TOTAL 撓みとの関係

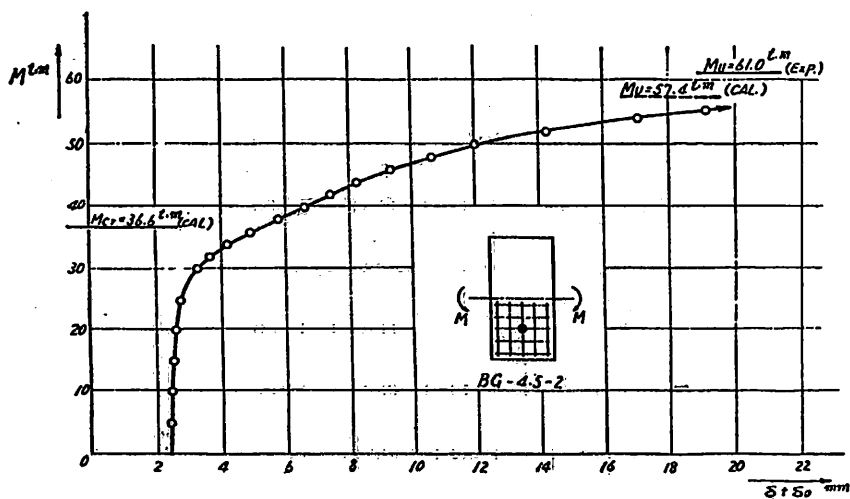


図10 モーメントと面外たわみとの関係

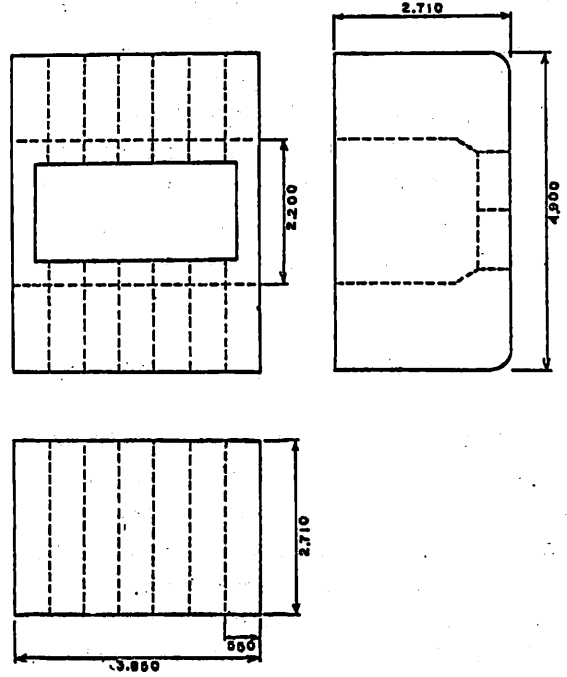
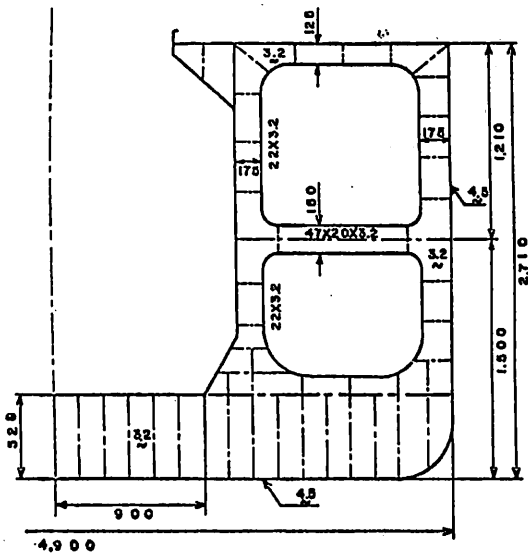


図 12 立体試験模型

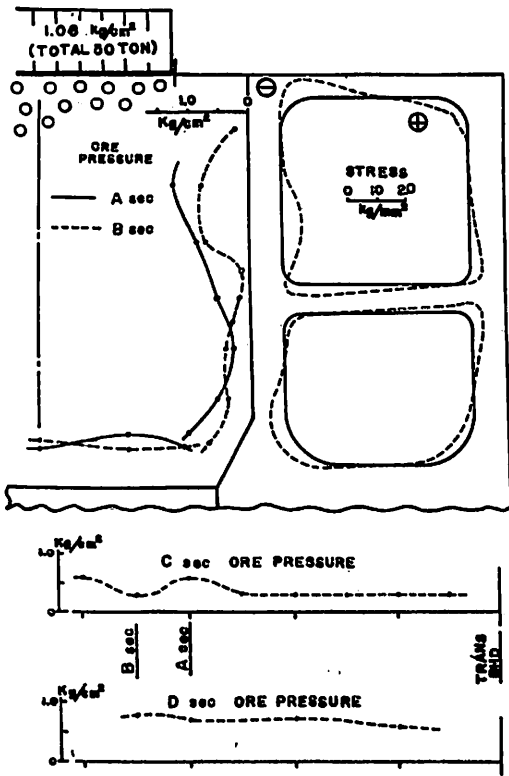


図 13 鉄石を締め固めたときの圧力変化と応力分布

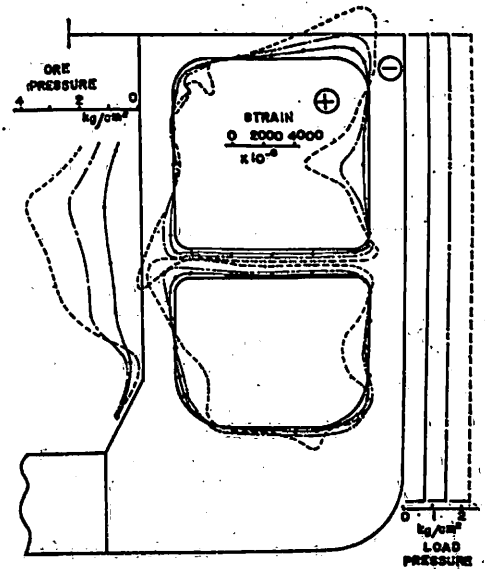


図 14 船側荷重を加えたときの応力分布と鉄石圧変化

の船体中央部分の輪切り模型で、倉口幅が大きく縦通隔壁が傾斜している構造と、倉口幅がやや小さく垂直型の縦通隔壁のもの2種について行なわれた(図12)。

荷重としては、船倉内に鉄石を積込んだ状態と、さらに積込まれた鉄石が船体の動揺などによつて締め固まつ

た状態について、船側から徐々に波浪水圧に相当する荷重を加えて圧壊させたものである。

実験結果から、鉱石によつて受ける鉱石圧の分布、および各部材に生じる歪の分布をみると、鉱石圧はストラットの位置およびそれより上部で局部的に大きくなる傾向を示し、横断面内の歪については、トランスリングの上下端部のコーナー部およびストラットの基部において大きくなる傾向を示しており、垂直隔壁型と傾斜隔壁型では若干傾向が異なるが、ほぼ同じ位置に大きい応力が発生する(図13, 14)。

さらに荷重を上昇させると、垂直型の隔壁の場合は、船側フレームの上部スパンの中央が座屈によつて大きく変形し、同時にストラットに捩れ座屈がおこつて崩壊する。

傾斜型では、ストラットがまず曲げ座屈をおこして変形し、これに伴つて船側フレームが内側にへこんで崩壊に達している。実験では船側に一様の分布荷重を加えたが、崩壊時の圧力は約 2.5 kg/cm^2 である。

次に、船倉内の鉱石の締め固まりの程度が崩壊に及ぼす影響を調べてみると、図15に示すように、締め固まりが弱いときはストラットに加わる荷重は小さくなる傾向を示し、逆にタンク全体としての変形はかなり大きくなつている。このため、崩壊は鉱石の締め固まりの弱いときはコーナー部の局部的座屈によつておこるが、締め固まりが強くなるとストラットの曲げ捩れ座屈によつておこされることになる。

最終強度は、締め固まりが強い方が10%程度高くなつている。しかしこの差は構造寸法の如何によるもので

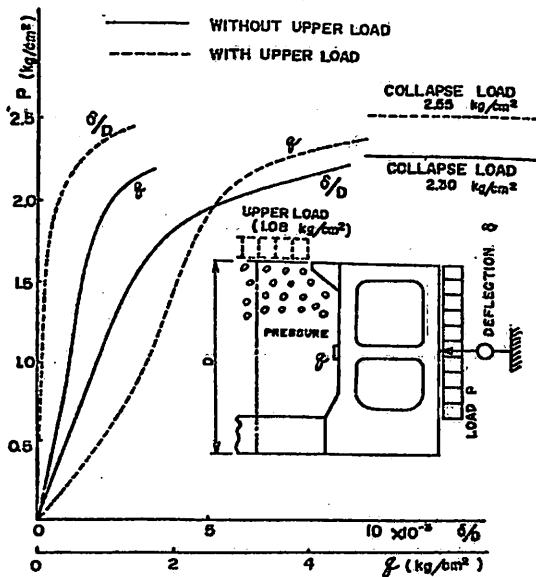


図15 鉱石圧と変位の変化

一概にはいえないと思われる。

同じような実験が12万トン級鉱石運搬船の1/15の縮尺模型で行なわれた。模型の大きさは幅1.15m、高さ1.28mおよび長さが1.28mおよび2.56mの2種で、船体中央部のO.T. BhdとS.W. Bhd間およびその1/2の長さの模型である。

第一段階の実験では、同じ構造の模型によつて、荷重の大きさやその範囲が変化すると、崩壊形式がどのように変わるかを調べている。すなわち、模型の3本のトランスリングの中央のみ荷重を加えた場合、また荷重の位置を吃水線付近のみの場合と、吃水線と甲板との中間点の2ヶ所とした場合の比較を行なつた。

吃水線付近のみに荷重を加えた場合の崩壊は、ストラットの外板側の基部のウェブの座屈から、トランスリングのGunwale部の座屈、ビルジ部、ストラットの捩れ座屈とつづいておこる(図16)。図の番号は崩壊順を示す。

荷重を2ヶ所に分布して加えた場合は、まずトランスリングのGunwale部のウェブが座屈し、つづいてスト

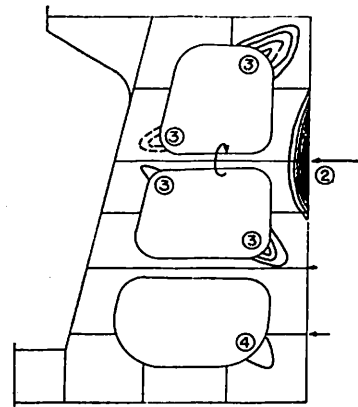


図16 吃水線付近に荷重を加えたときの座屈状態

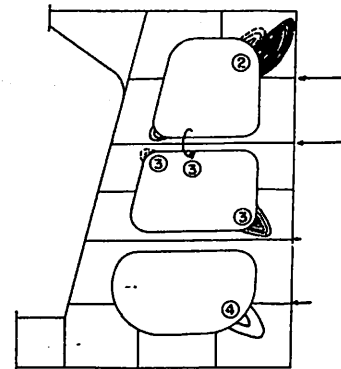


図17 吃水線とその上部に荷重を加えたときの座屈状態

ラット、ビルジ部と座屈し、最終的には2次の曲げモーメントによつてストラットが大きく座屈する(図17)。

1本のトランスリングにのみ荷重を加えた場合は、3本に加えた場合と崩壊は似た形でおこる。しかし、1本の場合には、ウェブプレートに局部座屈が生じた後も荷重は少しずつ上昇し、3本の場合に局部座屈から崩壊まで荷重-変形曲線が水平に近い傾向であるのに対し、異なつた傾向を示す。これは中央の1本のトランスリングが崩壊しても、両側のトランスリングにはほとんど変形が生じていないで、中央のトランスリング崩壊後も荷重を負担するためである。

第2段階の実験は、荷重条件を一定にして、構造寸法を変化させた構造模型を用いて行なわれた。すなわち、図18のように1/2タンク長さの模型において、(a)実船相似模型のほか(b)トランスリングのウェブプレートに肘板または防撓材を配置して局部座屈をおこりにくくしたもの、および(c)さらにトランスリングの面材およびストラットの防撓材の板厚を増し、ウェブプレートの防撓材も追加したものについて実験を行なつた。

荷重は船側および船底から波浪静水圧荷重、船倉から鉦石圧に相当する荷重を加えて、それぞれ一定に保ち、船側から波浪衝撃荷重に相当する荷重を徐々に上昇させ崩壊まで加えた。

この結果、(a)の実船相似の構造では、トランスリングのウェブプレートの局部座屈が拡大して、ストラットの座屈崩壊がおこっているが、(b)の模型ではストラット基部のウェブプレートの補強により、局部応力は等分化され崩壊圧力は 12 kg/cm^2 から 14 kg/cm^2 に上昇した。しかし座屈は同じようにトランスリングの外板側のウェブプレートのスパンの広い部分におこり、最終的にストラットが座屈した。(c)の模型では、さらに補強

が行なわれたため、崩壊時の圧力は 20 kg/cm^2 と上昇した。この模型では座屈はまずストラットの防撓材に生じ、ついでウェブプレートにおこつた。荷重の上昇はストラットの断面積の増加以上であり、ウェブプレートの座屈防止による効果があつたと考えられる。

以上の実験結果に対して次のような計算式が検討された。

(1) トランスリングのウェブプレートの剪断座屈荷重に対しては、塑性域に対して Johnson-Ostenfeld の近似式を用い

$$\tau_P = \frac{\sigma_Y}{3} \left(1 - \frac{\sigma_Y}{4\sqrt{3}\tau_E} \right) \dots\dots\dots(10)$$

ここで τ_E : 弾性剪断座屈応力

(2) ストラットの座屈荷重は、両端部の支持条件を単純支持と仮定すれば、

$$\text{曲げ座屈応力 } \sigma_{Pb} = \sigma_Y \left(1 - \frac{\sigma_Y}{4\sigma_{Eb}} \right) \dots\dots\dots(11)$$

$$\sigma_{Eb} = \frac{\pi^2 EI}{Al^2}$$

$$\text{捩れ座屈応力 } \sigma_{Ew} = \frac{1}{I_P} (c + \Gamma \frac{\pi^2}{L^2}) \dots\dots\dots(12)$$

ここで I : ストラットの断面二次モーメント

A : 同上断面積

l : 同上長さ

I_P : 同上断面極二次モーメント

c : 同上捩り剛性

Γ : 同上曲げ捩り剛性

本実験においては、 $\sigma_{Eb} < \sigma_{Ew}$ となり、かつ $\sigma_{Eb} > \sigma_Y$ となつている。

(3) サイドトランスの崩壊荷重 P_u は、上部ストラットにのみ荷重を加えた場合、

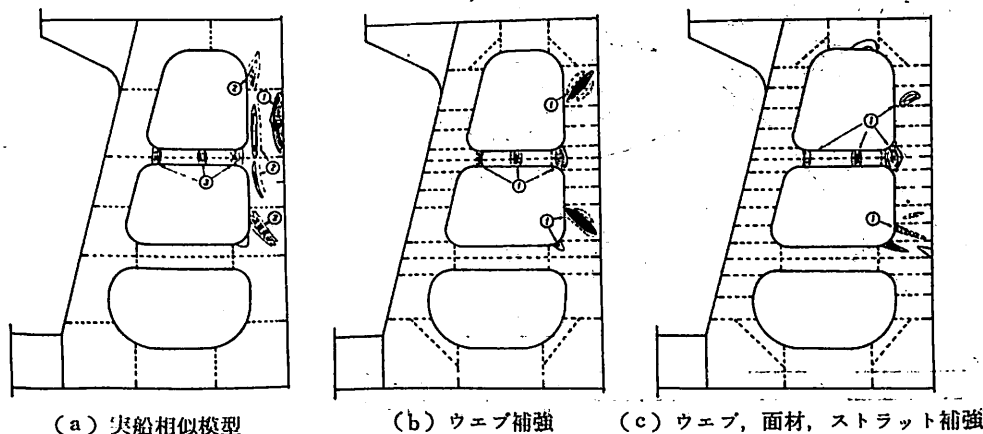


図18 構造による座屈破壊様式の変化

$$P_u = P_D - N_1 \dots\dots\dots(13)$$

P_D は全体の崩壊荷重で、 N_1 はそのときの上部ストラットの軸力

(4) 構造方式による崩壊形式および崩壊荷重は

- $P_{cr, U}$: 上部ストラットより上部のウェブプレートが剪断座屈するときの船側衝撃荷重
- $P_{cr, L}$: 上部ストラットより下部のウェブプレートが剪断座屈するときの船側衝撃荷重
- $P_{cr, S}$: 上部ストラットの崩壊時の船側衝撃荷重

とすれば、崩壊荷重 $P_{D, cr}$ は、

- (a) $P_{cr, S} > P_{cr, U}, P_{cr, L}$ のとき
 $P_{D, cr} = F_{cr, U} + F_{cr, L} + N_{cr}$
- (b) $P_{cr, S} < P_{cr, U}, P_{cr, L}$ のとき
 $P_{D, cr} = N_{cr} / \beta$

ここで $F_{cr, U}$ および $F_{cr, L}$ は、上部ストラットよりそれぞれ上部および下部のウェブプレートの座屈時の剪断力、 N_{cr} は上部ストラットの座屈荷重および β は上部ストラットの軸力と船側荷重との比でここでは約0.5となつている。

(ii) 平面模型による実験

6万トン級の鉱石運搬船の船体中央部の約1/3.5のウィングタンクの平面模型について、船側と船底から荷重を加えてトランスリングの崩壊機構を調べた。模型ならびに実験結果の一例を図19および図20に示す。

模型として、実船相似のもの、トランスリングのフランジの板厚を3.2mmから4.5mmに増厚したもの、およびストラット両端部および甲板船側コーナー部のウェブを補強したものの3種とし、さらに、このうちの1種について模型の支持条件をかえて実験を行なつた。

実験はFEMによる弾性応力計算と模型での応力とよく一致することを確かめてから、崩壊実験を実施した。立体模型の場合と同様に、ガネルコーナー部とストラットの端部に大きい応力を生じ、崩壊荷重の近くでストラット両端部のウェブプレートが局部的に座屈して面外変形し、最終的な崩壊はストラットの捩れ座屈により生じている。

崩壊荷重は、船側荷重のみを加えた場合と、船底船側の両方から荷重を加えた場合を比較すると、後者の方が約15%低下している。フランジの板厚を増すと、崩壊荷重は約5%上昇したが、ウェブプレートを補強した模型では崩壊荷重の上昇はみられなかつた。

これは、フランジの増厚によつてストラットの捩れ座屈値が上昇したのに対して、ウェブプレートの補強の場合は局部座屈が防止できるが、ストラットの捩れ座屈値の上昇に影響がないためと考えられる。

模型の縦通隔壁端での支持条件として、隔壁に沿つて荷重方向の変位を拘束した場合と、両端部だけで支持とした場合を比較すると、後者の場合はトランスリングのコーナー部の応力が2倍以上大きくなり、ストラットに面内曲げが生じた。しかし、ストラットの軸力は減少している。したがつ

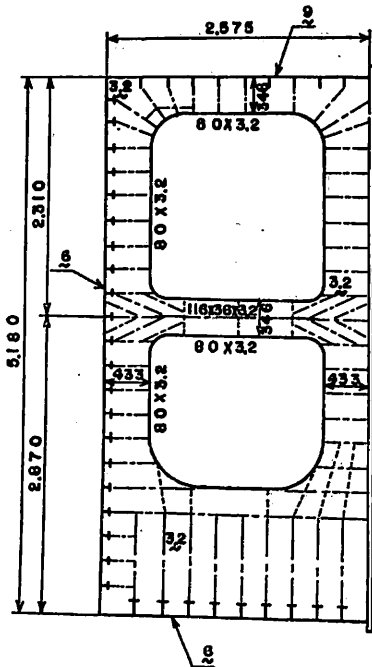


図19 ウィングタンク模型の一例

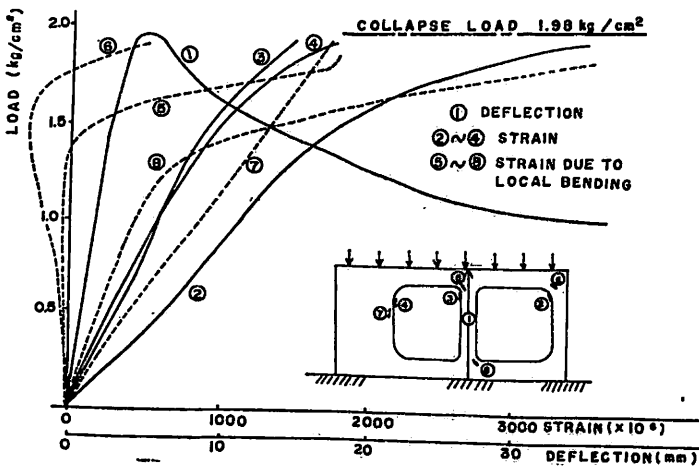


図20 荷重—変形関係の一例

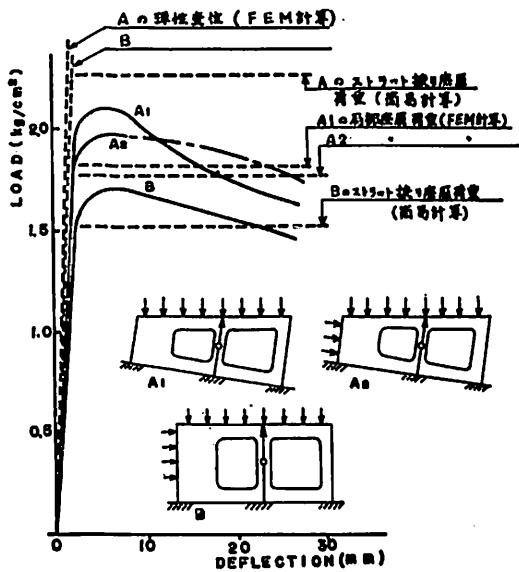


図 21 模型および荷重方式による座屈荷重の比較

て、崩壊は、トランスのガンネルコーナー部および船底のコーナー部が局部座屈し、ついでストラット基部の振れが急増して崩壊し、崩壊荷重は約 20% 低下している。

実船での支持条件は、両者の中間の状態と考えられる。

以上の実験結果は、さらに FEM による数値計算結果とも対比して、よく一致する傾向が示された。

以上は船体中央断面模型による実験であるが、船首部の断面模型による同じような実験も行なわれた(図 21, A1, A2.) 崩壊は船側みの荷重を加えた場合は、ストラット基部のウェブプレートに局部座屈を生じ、つづいて全体的な崩壊が生じる。船側、船底の両方から荷重を加えた場合も、ほぼ同じような崩壊を示し、崩壊荷重は船側みの場合と大差がなかった。

(3) ストラットの座屈実験

ストラットとその基部を切り出した形の試験体によって圧縮試験が行なわれた。模型は図 22, 23 に示すような、実船の数分の 1 程度の縮尺模型を用い、実船相似模型について、荷重を平押しと集中荷重の 2 条件、実船に基部補強を行なった模型について、荷重条件を 4 種変えて実験を行なった。

これは実船の荷重条件が明確でないことを考慮したものである。実験結果は一般にストラット基部がまず局部座屈し、その後ストラット中央部が振れ座屈している。

これらの模型について、オイラーの柱の曲げ

座屈値およびワグナーの振れ座屈値を計算すると図 23 のごとくなり、後者の座屈値の方がかなり小さい値となり実際にはワグナーの両端支持の振れ座屈に近い値で座屈がおこることが考えられる。

実験結果と、この計算値との比較をしてみると、実験での最高荷重はストラット長さをトランスリング幅にとると座屈計算値の約 50% 増、ストラット長さをとると約 30% 減となり、その中間に柱の計算上の座屈等価長

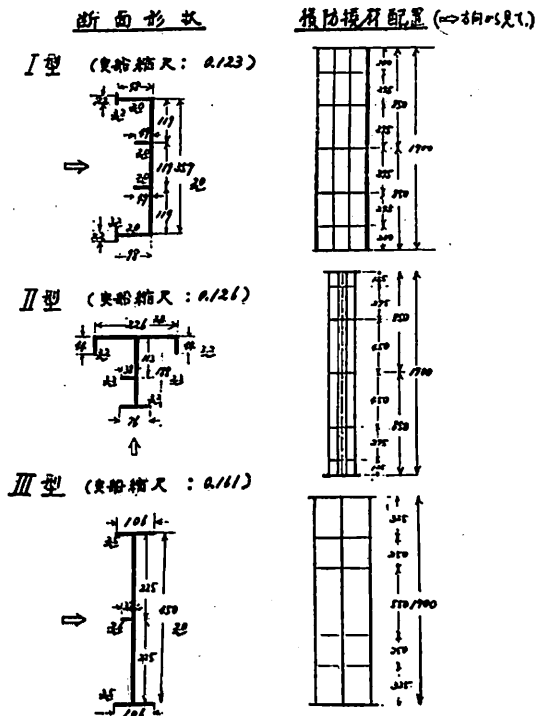


図 22 試験体の断面図および側面図

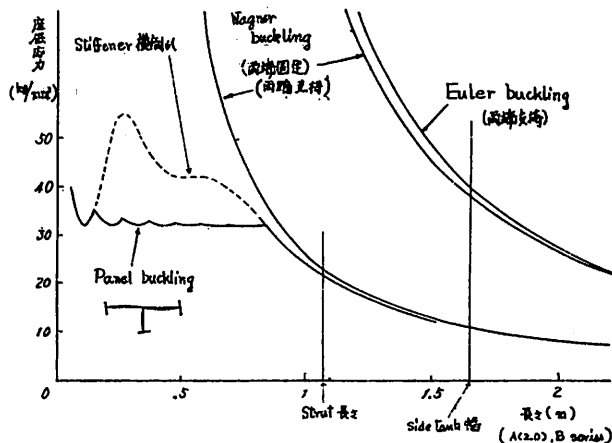


図 23 柱の弾性座屈図

さが考えられる。

荷重条件の変化によつては最高荷重はあまり変わらず、ストラットの座屈値によつて左右される。

次に断面の異なるストラットについて柱の長さを船側横桁の中央から、縦通隔壁横桁の中央までの等価長さにとつて、一様断面柱として実験を行なつたが(図22)。この結果では、Ⅰ型では中央部のウェブに局部座屈が生じ、下部フランジが局部変形して圧壊し、Ⅱ型ではストラット中央部の捩り座屈、Ⅲ型ではウェブ、フランジ、スチフナの順に局部座屈を生じ、さらに中央部が曲げ座屈して圧壊した。このように断面形状の変化に応じて、各種の崩壊形式があらわれている。

(4) 船体横桁コーナー部崩壊実験

24万トンタンカーのデッキトランスのガネルコーナー部の2/3縮尺模型を用いた、圧縮による座屈崩壊実験である。模型の一例を図24に示すが、構造寸法として実船相似のもの(A)、Faceの板厚を16mmから22mmに増したもの(B)、Face面積をA型と等しくしてその幅、板厚をかえたもの(C)、ウェブ板厚を8mmから12mmとしたもの(D)、ウェブスチフナーを追加したもの(E)、Faceに2条の防撓材を設けたもの(F)の6種を選び、実船構造での圧壊強度を検討するとともに、構造寸法を若干変化しあるいは補強した場合の影響を求めている。

実験結果から概略次のような破壊状況と、最高荷重の

比較がえられている。

(1) A, D型では直線部およびTaper部のFaceが捩れて横倒れを生じ、B, EではTaper部のFaceがウェブに押し込まれ、CではFaceはほとんど捩れないが桁として横倒れを生じ、FはTaper部と広幅のFace部に捩れを生じている。

(2) D, E型では弾塑性座屈となり、最高荷重はD, Fが最も大きく、その大きさは模型寸法が異なるので直接比較できないが、Faceの応力が同一になるよう荷重を修正してみると、E, Fが最も高く、A, B, Cではあまり差がみられず、Dはその中間の値を示した。

これらの結果からウイングタンクの破壊強度に大きな影響を及ぼすストラット、およびコーナー部の局部座屈に対する補強方法についての適切な検討を行なうことができる。

5. あとがき

船体構造における塑性域での構造強度は、現在あるいは今後における船体構造の合理化と安全性を確保するうえにおいてきわめて重要なことが認識され、各方面で最近の研究の中心をなしている。

この結果、着々と研究成果が発表されてきており、最終強度を考慮した船体の設計概念も逐次採用されてきている。

塑性域での構造物の挙動は複雑である場合が多く、研

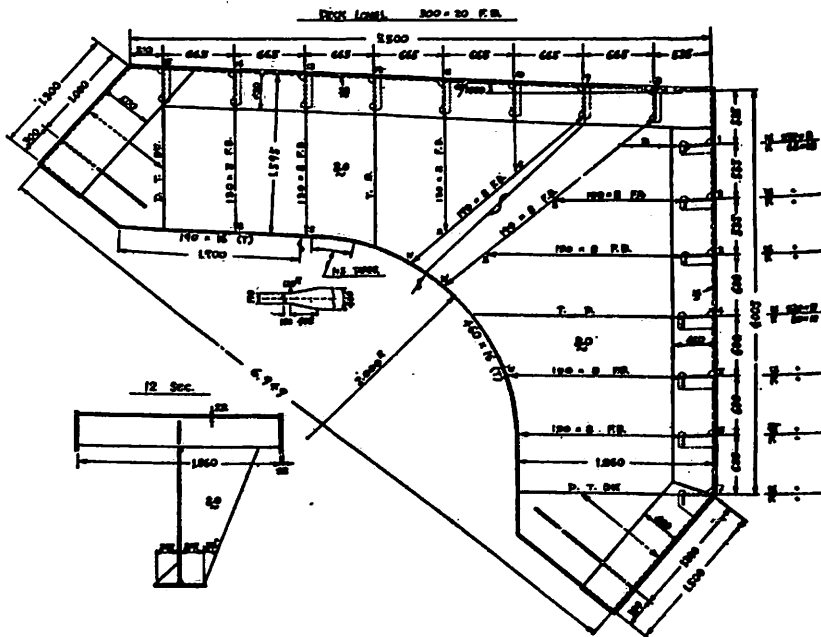


図24 模型の形状

究には時間と技術を要するが、この問題を克服してさらに高い精度での構造物の挙動を解明するとともに、最終強度をさらに合理的に船体構造に導入することが必要である。

最後に、ここに記載した原稿は去る10月22日および29日に日本溶接協会の構造物の塑性強度に関するシンポジウムにおける講演を骨子としたものであることを記しておきます。

参 考 文 献

- (1) Topractsoglu, Johnston, Beedle, Connections for Welded Continuous Portal Frames, Welding Journal, Vol. 30, No. 7,8, Vol. 31, No. 11, 1951 ~52
- (2) 塑性設計研究委員会マストデリックポスト小委員会

- 塑性設計資料(その二), 二脚デリックポストの設計図表, 日本溶接協会, 1965
- (3) 鉱石運搬船の横強度(その1, 2, 3), 安藤文隆他, 船舶技術研究所研究発表会, 1972.5, 1973.5, 1974.5
- (4) ウィングタンクの破壊強度(その1, 2, 3), 安藤文隆他, 船舶技術研究所研究発表会, 1972.5, 1973.5, 1974.5
- (5) 船体構造強度に関する研究, 日本造船研究協会第133研究部会報告書, 研究資料165(1972.3), 178(1973.3), 194(1974.3)
- (6) 船殻部材歪量の船体強度に及ぼす影響に関する研究, 日本造船研究協会第127研究部会報告書, 研究資料173(1973.3), 189(1974.3)

(48頁よりつづく)

な大事故に至った場合は、前述のような仮定のもとでの計算によれば、LNGの流出は数分間というきわめて短時間に終るとはいえ、火災あるいは爆発の危険があり、さらに船体内に流出した場合は脆性破壊あるいは熱応力による船体破壊の危険があり、このような場合の災害対策をたてることはほとんど不可能であろうと思われる。

したがって、LNG船の安全な運航対策を考える場合は、他船との衝突に対してあらゆる対策を講じて、衝突を回避することが緊急かつ不可欠の課題と考える次第である。

一 追 記 一

本稿執筆後不幸にも、東京湾の入口においてLPG、

原油混載船第十雄洋丸が衝突し多数の貴重な人命が奪われるという事故が発生してしまつた。

これまでLPG船での重大事故が皆無であつたという実績も無為となり、関係者もつともおそれていた事故となつた。

本稿にも示したように、危険物積載船が衝突すれば火災は免がれず、しかも火災に対しては手のつけられないような状態となるのであつて、雄洋丸の場合は船首部に衝突したため、LPGタンクに直接破口が生じなかつたが、船体中央部に衝突したならば、さらに大規模の事故になつたと想像される。

また今回の事故で痛感されることは、本船より相手船が受ける被害の大きさであり、今後関係者にとつては大きな問題となると思われる。

三菱重工業の明石・神戸の研究設備 高砂地区へ集約

三菱重工は、長崎・神戸・広島の研究を中核に研究開発を推進していたが、神戸研究所についてはかねてより研究体制強化と研究効率向上のため、明石・神戸両地区に分散配置されていた設備および人員を高砂地区に移転・集約してきたが、このほど完了し、これを機会に去る10月1日付をもつて三菱重工高砂研究所と所名を変更した。

神戸研究所は、廃水処理・集じん装置などの公害防止機器、太陽エネルギー利用などの省力エネルギー技術開発および原子力機器・ガスタービンなどの研究を主要テーマとして研究開発に取り組んできたが、プロジェクトの大形化に伴つて明石神戸両地区の用地では手狭となり、研究機能の強化・拡充の観点から高砂地区への移転・集約が進められてきたものである。

高砂研究所は、長崎・広島両研究所とともに最高水準をいく同社製品の原動力であり、また将来の発展を担う礎であるが、このたびの所名変更は、

1. 地域的に高砂という名称がふさわしい
2. 研究所の全機能も高砂に移転・集約したので、組織上も高砂の名称がふさわしい。

などの理由からである。

名実ともに一新して発足した高砂研究所の概要は次のとおりである。

1. 所在地 兵庫県高砂市荒井町新浜2丁目1番1号
2. 敷地面積 約150,000㎡
3. 主な建屋 研究所本館, 実験棟(騒音実験棟, 大型地震振動装置, 排水拡散水槽, 水処理実験設備, 冷熱実験棟, ナトリウム実験棟はじめ材料・化学などの基礎実験棟)
4. 総人員 約500名

CHAINE DE CALCULS STATIQUES ET VIBRATOIRES DE L'INSTALLATION
 PROPULSIVE ET DU COMPARTIMENT MACHINES DE NAVIRES
 (B.V. G.C. VOLCY, H. GARNIER, J.C. MASSON) ATMA-1974

G.C. Volcy 氏ほかの論文の訳出のいきさつその他

川 上 益 男

広島大学工学部船舶工学科教授

B.V. の G.C. Volcy 氏ほかの論文が石播重工の間野正己氏によつて訳出掲載されたが、この訳出のいきさつおよびこの論文の船の振動上における意義について述べて推薦の辞としたい。

間野氏ほかの人々と船体振動について話を交わしていた時、最近の巨大船、高馬力船の主として船尾部の振動によるトラブルの原因および解決法の問題になり、この問題は船体特に船尾部・上部構造・機関室・軸系、さらにリングをなした骨組構造・複雑な形状の軸系・防撓板としての二重底・船側・甲板・その他局部構造などの非常に複雑な連成系の振動を解析しなければ解明出来ないこと、計算の労さえいとわなければ解析可能のほずであることなどを話した。そしてこのような問題をかなり以前から Volcy 氏ほかが精力的に世界で先駆的な研究を發表しているし実船経験も豊富なので、彼等の研究結果を集約して、この方面の研究の水準の把握、問題点の摘出、さらに解決策の足掛りの発見などが必要ということになった。その結果、著者の了解のもとにこの翻訳が出来あがつたものである。

筆者自身も以前船の機関室の振動を研究したことがあり、このような研究の必要性をつとに感じていた。また日本造船研究協会の第 94 部会で、このような研究の必要性から、造船・造機の振動の専門家が共同して数多くの実船計測ならび幾つかの解析研究を行つたが、問題が全部解明されたとはいへない現状である。

ここに訳出された論文にみられるごとく、各種の複雑な解析結果は実船計測と比較され信頼性の非常に高いことが示されている。機関室を含めた船尾構造の振動によるトラブルは現在なお頻発しているところであり、このような優れた研究の著者らに敬意をささげ、またこれが訳出されたことを喜ぶと共に、これらの研究その他を基礎として、船尾構造の静的ならび動的強度解析が進展せしめられ、トラブルのない船体設計が可能となることを企願して筆をおく。

要 旨

この論文は、種々の研究で開発され、すでに応用された諸計算の相互の関係を示し全体のシステムとしてまとめたものである。諸計算は、推進機関と、船体構造の静的動的特性に関するものである。このシステムにより機関室、上部構造等の全体の弾性系について、自由および強制振動の研究が可能である。このシステムにより、簡単な計算から複雑なものまで、また静的計算から動的計算までできる。更に、ある問題について何が最も影響を与えるかを知るためにパラメーターを用いた研究もできる。

このシステムは次の研究に用いられる。

- 1) 二重底、機関室構造の静的挽み
- 2) 推進軸の合理的なアラインメントを行うに必要なデータ
- 3) 固有値と固有ベクトル
- 4) 種々の起振力に対する強制振動の応答

振動計算のシステムを紹介するだけでなく、理論的考察、単純な計算例から重要な計算例も紹介した。また将来の問題についても言及した。

1. 緒 言

この 20 年間、船の寸法は、馬力とともに絶えず増大してきた。すなわちタンカーの重量トンは 25,000 t から 540,000 t へ、馬力は 8,000 HP から 50,000 HP になつた。そして、船体構造の可撓性と、推進軸の剛性の不調和から船体の振動が重大な問題となつてきた。船の巨大化にともなう船体構造の進歩により、理論と計算により合理的な設計法ができ上つた。新しい計算法、特に有限要素法を船体構造の設計に利用するようになった結果、船級の軽量化がもたらされた。

さて、タンカーやバルクキャリアの寸法がだんだん大きくなり、大型船建造の技術が進み、コンテナ船や RO-RO 船のような高速、高馬力の船が必要になり、これらの船の開発が進むにつれて、いくつかの問題点があらわれてきた。これらの問題は、タービンやディーゼル主機の作動に関するものや、船殻構造や上部構造の剛性に関するものである。BUREAU VERITAS は、この問題を重要視して、現象を明らかにし、適切な対策が得られ、船級の如何を問わず、新しい船が間違いなく運航されるよう数多くの実験と理論による研究を行つた。

この研究の過程で、問題の基本になるものは、主として次の二つの現象であることがわかった。

一つは、推進機関の据付状態が外部の現象の影響をうけることである。外部の現象のうち主要なものは、載荷や海象により船体に変形することである。船体に変形するために、推進軸と軸受の平和共存状態が破られる。

もう一つは、推進機関、船体および上部構造に影響をおよぼす種々の振動現象がひんぱんに現われるようになったことである。

さらに、船体の寸法と馬力の増大と、有限要素法による計算結果もたらされた船殻部材寸法の減少により現われた現象を少し解析しただけでも、この発展が次のような結果をもたらしたという結論に達するにちがいない。

- 1) 船体の撓みの増大
- 2) 船体の固有振動数が低下し、共振現象が現われやすくなる。推進機関からの起振力による強制振動がおこりやすくなる。

大型船では、振動現象はより一層高いモードの HULL GIRDER の固有振動数に対応してあらわれると云われており、これは次の理由によるものである。

- 1) HULL GIRDER の主要寸法の増大と、それともなう固有振動数の低下。
- 2) 一般に大型船では、主軸回転数は下がるが、プロペラ翼数は増す傾向にあるので BLADE FREQUENCY はそれ程下らない。

HULL GIRDER の低い方の固有振動数は、HULL GIRDER を BERNOULLI の BEAM と仮定すれば容易に得られるが、高い方の固有振動数は、船体構造を3次元の有限要素に分割して F.E.M. によつて求めなければならない。著者の経験と知識によると大型船あるいは、超大型船の HULL GIRDER の固有振動数の計算は、いわゆる船体振動の分野で最も重要な項目であるとは考えられていなかった。実際に、現在の VLCC や ULCC は、非常に大きい VIRTUAL MASS をもっているため、主機の起振力によつて撓み振動を起すことはなくて、SPRINGING のように海象によつてのみ撓み振動が生ずる。

一方、もつと重大な問題は、船体構造部材の強制振動と、最後部に位置した機関室の振動である。強制振動は共振体が存在する場合に激しくあらわれることはよく知られている。すなわち、例えば、推進装置、または船体構造、あるいは両者を一体として構成された振動系の固有振動数が船体に加わる起振力、とりわけ推進機関やプロペラの起振振動数に近い場合、等しい場合に激しい強制振動がおこる。振動系が共振をおこすと、強制振動力の

影響を増大してその共振体のまわりの構造物に伝える。振動を許容レベルに保つためには、このような共振体の存在を探知し、それを除く方法が必要である。種々の共振体によつて実船で発生した振動問題の解決方法の詳細は文献(2)と(3)に述べられている。強制振動の共振体の発見とそれの除去について、就航船でも建造中の船に対しても正しい指示を与えるためには、適当な計算方法が不可欠である。過去において推進軸、船体の種々の部分、または船体自身に関する種々の振動現象の計算結果と計測結果が一致しなかつたことはよく知られている。簡単な式による計算を行い定性的な検討を行つていた時代には、しばしば予期しない船体の振動を経験した。この点に関する著者の意見は、この失敗は、理論的経験的な計算方法が不十分であるか、計算を行うにあつてその振動系のモデル化をあまりにも単純化したためであると考えている。さらに全体の振動系の中の一部を取出して計算すると、その BOUNDARY CONDITION を決めることが困難で、真実に近い価値ある結果を得ることができない。

このような状態で満足できないのは当然である。幸いにも、現在では、振動現象を合理的に取扱うことのできる SOFT WARE と HARD WARE を我々は利用することができる。最新のコンピューターを用いるとこの大がかりな計算をすることができる。ある人は、この方法は複雑で多額の費用がかかると思つているが、船が大型になつてきて問題をおこして船を止めた場合の損失額が大きくなつたので、計算に要する費用をそれ程気にしなくてもよいようになつてきた。著者の経験と、以前に文献(2)で述べられている研究方針に基づいて、現在発生している船の振動を取扱うより合理的、効果的、経済的な方法が確立された。船体構造の技術に本当に必要なこの計算を、実際に行うことが必要である。計算結果、共振が存在することがわかつた場合は、造船所あるいは主機のメーカーで修正を行わなければならないが、この修正は建造の段階では容易に行うことができる。このためには、柔軟な、明瞭な、早い方法を考える必要がある。そして、この計算の中には静的現象と振動現象を取扱う方法をふくめることが大切であると考えられた。著者の経験によれば、静的現象は振動現象に影響をおよぼし、不具合な事態は、これらの相互関係を研究することにより避けられることがわかつた。計算を行う際に、静的現象と振動現象を同時に同等に取扱うと計算モデルが容易に得られる。例えば、静的計算に用いられる数値は振動現象の初期計算に役立ち、それにより計算の時間と費用の減少が得られる。文献(4)に、この点に関する

実例が述べられている。

このような方法は、BOUNDARY CONDITION を決める必要がないので、実際の BOUNDARY と計算に用いる BOUNDARY CONDITION を対比する必要がなくなる点でも優れている。かくして、静的、動的現象の本当の計算方法が確立されたのである。この方法を最初に全体に対して適用した例が文献(5)に紹介されている。計算結果と実測値の対応に関しては、多くの計算例が結果的にはかなりちがっていることを示している。機械工学のガンと云われた振動現象に関して種々の議論がなされてきたが、ここに示された計算方法による多くの計算結果はさらに活潑な議論をよぶことであろう。

この論文の終りには、振動現象の取扱いに関するいろいろな結論と将来の展望についても記述してある。

2. CAF システムについて

2.1.

CAF システムは、いくつかの中心になるプログラムに、技術者が自分であるいは自動的に種々のプログラムを結合して計算するシステムである。Fig. 1 にその構成を示す。

2.2.

図からわかるように、2つの入口がある。上から下へと、それぞれの構造に応じ、また依頼者の要求に従って計算が行われる。

2.2.1

問題を解決するには、問題の内容を正確に把握し、それに応じた処置を行う必要がある。例えば、プロペラの起振力は、水槽試験によつて求める必要がある。データを整理し、それに基づいて計算を行うことが問題を解決するためには基本的に必要である。この計算には、次のデータが用いられる。

構造図、軸系図、剛性 K 、質量 M の数値表、静的変位 u 、動変位 \bar{u} の計測値、静的、動的な力 F 、 \tilde{F} 、模型実験または計算で得られた水圧、例えば、船体表面に加わる水圧変動力やプロペラのトルク変動力等。

2.2.2

問題を解決するために、まず計算すべき弾性系の範囲を決める必要がある。次の章に述べられているように、同じ計算を行う間に、問題となつている弾性系を解くことができる。例えば、ある BOUNDARY CONDITION を正確に求める必要があるために、開口の周囲の剛性を計算する。

2.2.3

弾性系のモデル化には、静的モデル化と動的モデル化がある。またこのモデル化には次の選択が必要である。

- 1) もとになるプログラムとして、F.E.M. を用いるかトランスファー法を用いるか。
- 2) 外力とそれに対する構造物の応答の型式に応じたエレメントの選択。
- 3) 節数、エレメント数、それに自由度の選択。
- 4) 計算振動数の範囲。
- 5) BOUNDARY CONDITION の選択
- 6) 等価板、等価梁の採用の選択。

以上の選択は、外力の種類や、実際に構造物にあらわれると考えられる応答だけでなく、モデル化の容易さ、計算の正確さ、さらに計算の期間と費用を考えて決めなければならない。

2.2.4. 計算方法

この計算は3つの基本プログラムから成立っている。

2.2.4.1. F.E.M. プログラム

静的、動的計算が次の手順により計算できる。この計算は、剛性マトリックス $[k]$ と質量マトリックス $[m]$ に基づいて行われる。このマトリックスは、サブストラクチャー 1.2. に関して、 $[K_1]$ 、 $[K_2]$ 、 $[M_1]$ 、 $[M_2]$ のように求められ最後にはグローバルモデルとして $[K]$ 、 $[M]$ であらわされる。

サブストラクチャーのマトリックスと最終マトリックスを処理する。

マトリックスの変換 $(K) \rightarrow (K)^{-1}$

"i" モードの固有振動数 ω_i とそれに対応する振モード u_i の計算

静的応答の計算、例えば、 $\{F\}$ の力に対する変位 $\{u\}$ の計算： $\{u\} = (K)^{-1} \cdot \{F\}$ 起振力に対する応答、 $\{\bar{u}\} = (K^*)^{-1} \cdot \{\bar{F}\}$

ここに $(K^*) = (K - M\omega^2)$ モデルの動的剛性、 $\{\bar{F}\} \dots$ 起振力

2.2.4.2. トランスファー法によるプログラム

このプログラムは特殊な場合に用いられる。例えば以下に示すように、

- 1) $K = \infty$ とした軸の静的計算
- 2) 推進軸の前後振動、横振動、WHIRLING
- 3) 推進機関のねじり振動
- 4) HULL GIRDER の撓み振動

この計算プログラムの手順は次の通りである。

静的および動的解析は、トランスファマトリックス (T_i) に基づいて行われる。

$\{E\}_{i+1} = (T_i) \cdot \{E\}_i$

2つの軸受の間の軸については $(T_i) = \prod_1 (T_{i1}) \cdot \{E\}_2$

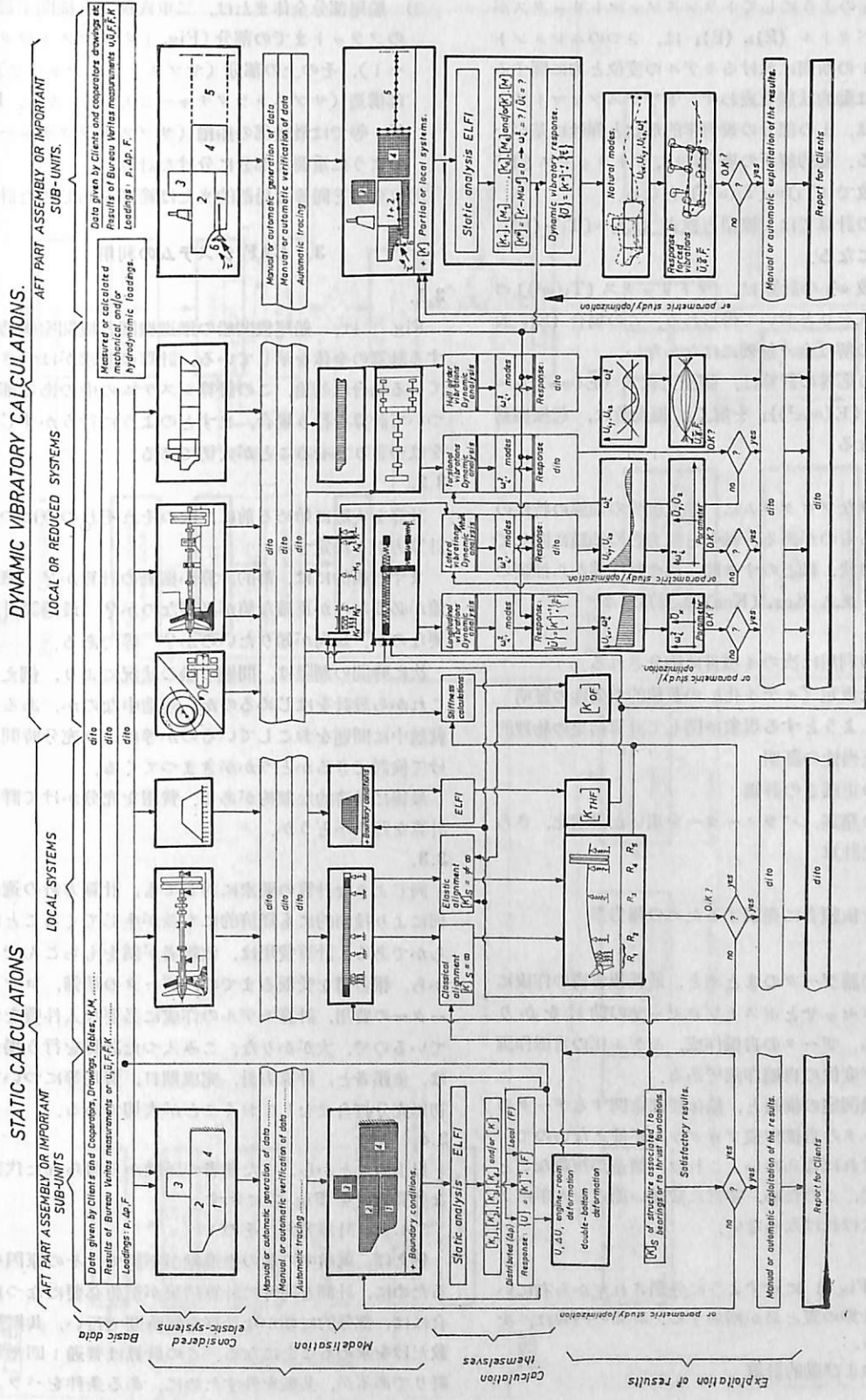


Fig. 1. System of a chain of calculations of the aft part of a ship. (CAF-SYSTEM)

$= [T_i] \cdot \{E\}_1$ のようにしてトランスファマトリックスが得られる。ベクトル $\{E\}_i, \{E\}_1$ は、2つのエレメントの間の i と 1 の断面におけるモデルの変位と力に関する静的あるいは動的状態を表す。トランスファマトリックス $[T_i]$ は、 i の部分の幾何学的形状と弾性に基づいて計算される。動的解析の場合には、マトリックス $[T_i]$ は ω^2 の関数で $[T_i] = [T_i(\omega^2)]$ となる。

静的応答の計算では、線型方程式 $\{E\}_2 = [T_i] \cdot \{E\}_1$ を解くことになる。

固有振動数 ω^2_1 の計算は、マトリックス $[T_i(\omega^2)]$ の一つの行列式を0とおいて得られる。この場合 $\{E\}_2$ および $\{E\}_1$ の解は全く無効にはならない。

強制振動の応答の計算は、線型方程式 $\{\tilde{E}(\omega_{ex}^2)\}_2 = [T_i(\omega_{ex}^2)] \cdot \{\tilde{E}(\omega_{ex}^2)\}_1$ を解く。振動数は、起振振動数 ω_{ex}^2 となる。

2.2.4.3.

さらに特別なプログラムに、推進軸受の油膜の特性の研究に関するものがある。軸受と推力台の油膜に関しては、軸受の形状、軸とのすき間、油の粘性等から油膜の剛性マトリックス $K_{of}, [K_{of}]$ が得られる。

2.2.5.

計算結果の利用は次の4項目に細分される。

- 1) 用いた仮定(モデル化)の数値的有効性の証明
- 2) 研究しようとする現象に関して計算結果の物理的解釈の正当性の証明
- 3) 結果の正確さの評価
- 4) 結果の発表、パラメーターを用いた最適化、さらに進んだ計算

2.2.6.

最終結果を依頼者に発表するための報告書

2.2.7.

研究結果の諸データのまとめと、最終報告書の作成には、プレプロセッサとポストプロセッサの助けをかりる。すなわち、データの自働作成、モデル化の自働作画モードおよび変位の自働作画である。

しかし、機関室の構造と、船体後部に関するデータの準備は、データの自働作成プログラムが使えないので、人が行わなければならない。これは、構造が複雑なことが主な原因で、このため、非常に数多い節点を人手によつて記述しなければならない。

2.3.

作業は、Fig. 1 に示すように分類され左から右に行くにつれて計算の質と量が増加する。計算の内容は、次の通りである。

- 1) 静的および動的計算

2) 船尾部分全体または、二重底構造と機関室最下層のフラットまでの部分 (Fig. 1 のサブストラクチャー1)、その上の部分 (サブストラクチャー2)、上部構造 (サブストラクチャー3)、タンカー、LNG船、等では最後部の船槽 (サブストラクチャー4) のように重要な部分に分けた計算

3) 全体と同等な局部的または範囲をちじめた計算

3. CAF システムの利用

3.1.

Fig. 1 は、船尾機関船の推進機関と機関室構造に関する計算の全体を示している。計算の要求がはつきりしている場合は勿論、この計算システムの中のある部分について計算を行う場合、まずどのように行うかすじ書きをはつきりさせることが大切である。

3.2.

計算を実際に始める前に、次のそれぞれの点について計算方針を決定する。

まず技術的には、静的計算か振動の計算か? 概略の値が必要なのか正確な値が必要なのか? 最適設計が必要なのか、傾向が知りたいのか? 等である。

次に時間の制限は、問題の船の状況により、例えば、これから設計をはじめめるのか、建造中なのか、あるいは就航中に問題をおこしているのか等により充分時間をかけて検討できるかどうかきまってくる。

最後に経済的な制約がある。費用を充分かけて詳細な計算を行うかどうか。

3.3.

同じような計算の要求に対しても、計算方針の選択如何により技術的にも経済的にも差が生じてくることは明らかである。計算費用は、依頼者が話を持ちこんできたから、報告書を受取るまでの、データの準備、コンピューターの使用、計算モデルの作成に必要な人件費を含んでいるので、大がかりな、こみ入った計算を行う場合には、依頼者と、計算方針、完成期日、費用等について最初に充分打合せをしておくことが大切である。

3.4.

以上のことから、また著者の経験から得られた代表的な計算方針を Fig. 2 に示す。

3.4.1. 計算方針 その1

例えば、就航中の船の推進軸が不調で、その原因を知るために、計測と同時に計算結果が至急必要になった場合には、部分的に僅かな計算を短時間で行い、共振振動数だけを求めることになる。この計算は普通1回やれば終りであるが、共振を外すために、ある条件をパラメー

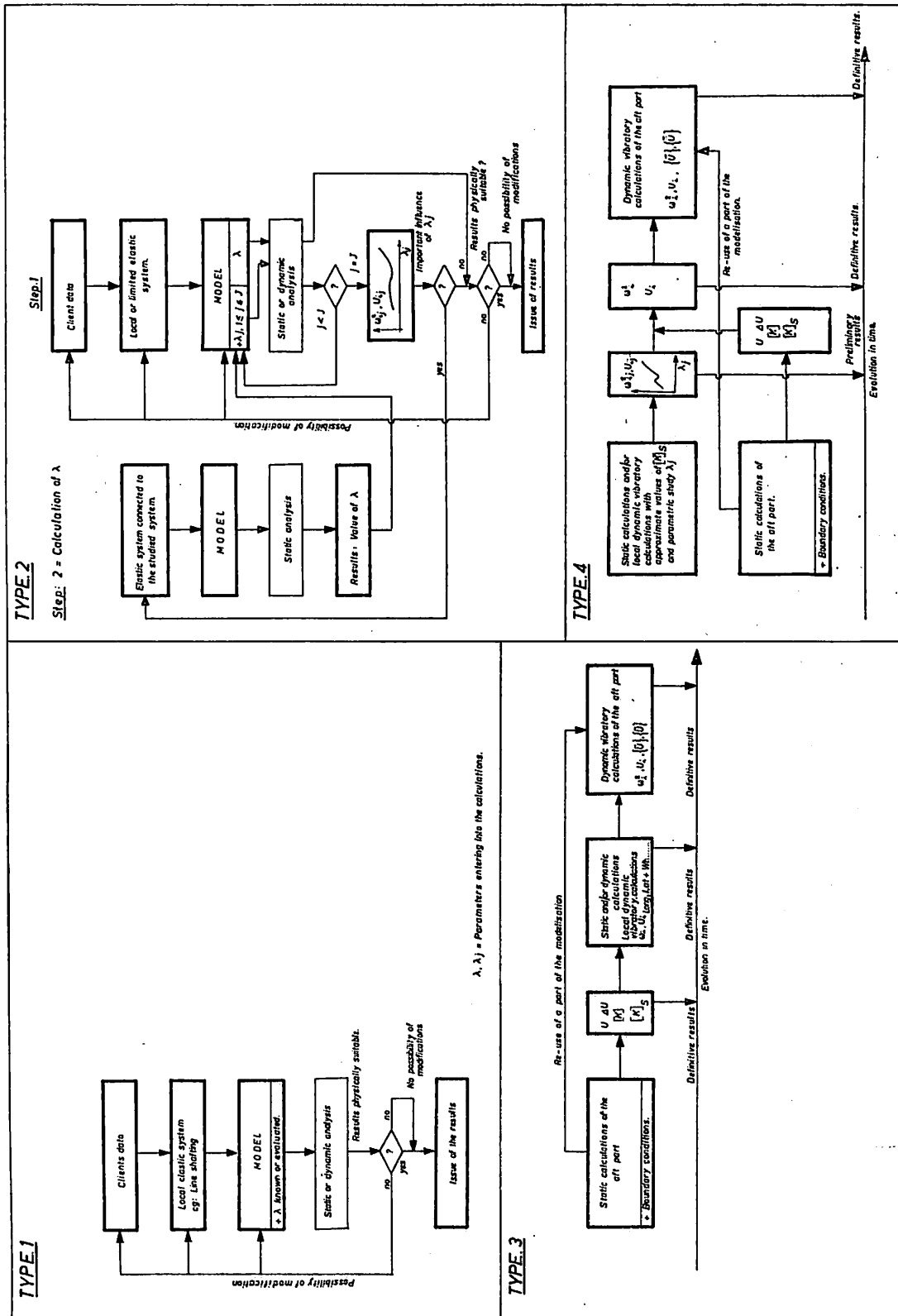


Fig. 2. Some typical strategies.

タとして検討したい場合は、パラメータを変化させて何度か計算を行うことになる。

3.4.2. 計算方針 その2

造船所が、新しい船を計画する時、比較的小規模な計算で推進軸の正しい運転を予測したい場合がある。これは Fig. 2 に示す例で、特に軸の前後振動に関する場合を Fig. 3 に示す。推力台の基礎や二重底の剛性 K_{DB} および二重底の等価質量 m_{oDB} のように、軸の振動に大きな影響をおよぼす変数をどのように求めるかというところは計算方針決定の要点である。

Fig. 3 で、まず、 K_{DB} と m_{oDB} 以外のデータ、例えば、油膜の剛性 K_{OF} や推力台の剛性 K_{TH} あるいは主歯車のリブの剛性 K_R 等が計算により得られ、軸系のモデル化がなされれば、固有振動数 ω_{ij}^2 と、それに対応するモード u_{ij} は、 K_{DBi} と $m_{oDBj}(1 \leq i \leq j)$ の ij に対して計算される。その計算結果どちらのパラメータが重要であるかにより、それぞれの次のステップに進むことになる。

3.4.2.1.

K_{DB} と m_{oDB} が軸系の固有振動数にほとんど影響をおよぼさない場合は、例えば、固有振動数 ω_{i1}^2 と ω_{11}^2 を起振振動数 ω_{ex}^2 と比較することにより、共振の有無を判定する。そして、振動系を修正してもその影響があるかないかをたしかめて、必要ならば、推力変動による

強制振動の振幅 \bar{u}_x を計算する。

3.4.2.2.

K_{DB} が大きな影響をおよぼし、 m_{oDB} ほとんど影響をおよぼさない場合は、二重底と外板（例えば最下層の DECK までの）よりなる弾性系 1 の ELFI モデルから二重底の剛性 K_{DB} を正確に計算する必要がある。二重底の等価質量 m_{oDB} は、エネルギーの平衡条件から次式で得られる。

$$m_{oDB} = \frac{1}{u_x^2} \int_s \alpha \cdot \rho \cdot \{u_x^2(x,y) + u_y^2(x,y) + u_z^2(x,y)\} ds$$

ここに s は二重底の表面をあらわす。

このようにして計算された K_{DB} と m_{oDB} の値を用いて再び第一段階の計算を行う。この計算は第二段階に対応し、サブユニットである ELFI の静的計算を利用する。

ほとんどの場合、計算方針その2を選ぶ時には、ステップ1と2の計算で充分である。しかし、 K_{DB} と m_{oDB} が固有振動数 ω_i^2 に大きな影響をおよぼす場合には、二重底と軸系から成る新しい振動系について ELFI の振動計算を行い、二重底と軸系の連成振動を調べるステップ3に進まねばならない。

3.4.3. 計算方針 その3

造船所が、ある新しい船を計画する場合、例えば、寸法あるいは船尾形状が変わった船、オーバーラッププロベ

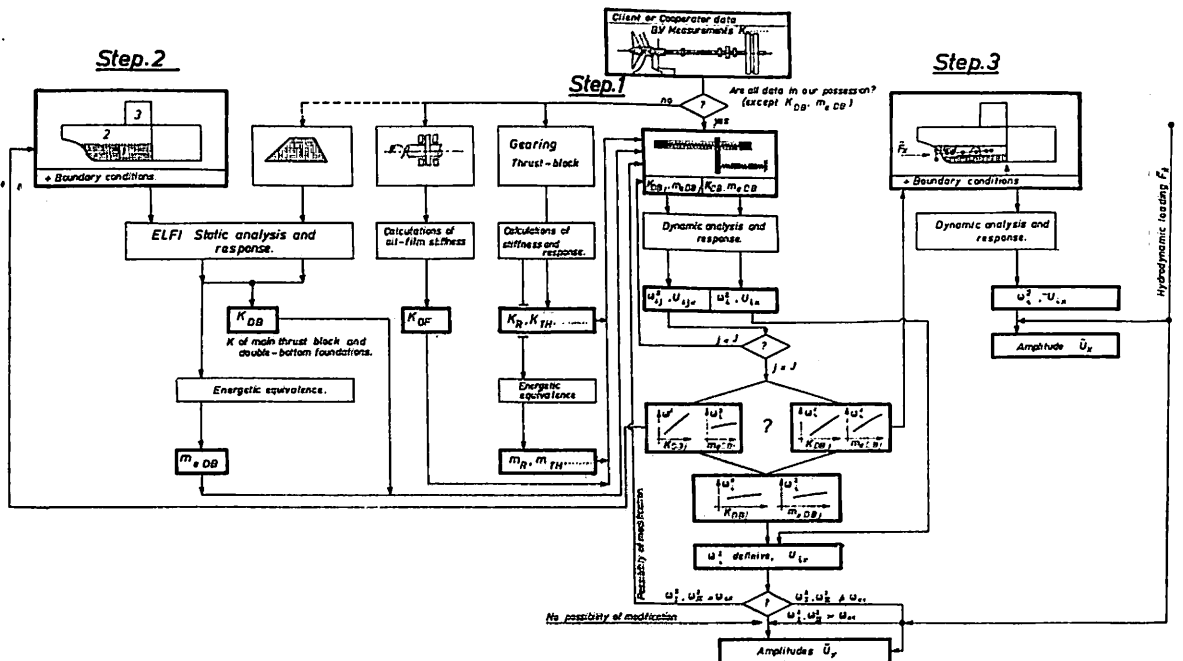


Fig. 3. Example of strategy: Axial vibrations of line shafting (Type. 2)

ラのように推進装置が変つたものを採用しようとする時に、充分前びりに船尾構造の完全な研究を行う必要がある。このような時には、Fig. 2 に示す計算方針その3によるのがよい。これは、Fig. 3 に示すCAF システム全体を利用するものであり、次に示す各ステップから成立っている。

- 1) Fig. 1 に示す 1.2.3.4. の4つの部分の ELFI モデルにより船尾部の静的計算を行う。これにより吃水変化による二重底の変形 $u, \Delta u$ 、二重底と推力台の剛性 K_{DB} のような軸系に関係のある弾性係数 $[K]$ 、軸受部の船体の剛性 $[K]_s$ 等船尾構造全体の状況が得られる。
- 2) 合理的軸系据付けの計算を行う。上に示した計算で得られた $u, \Delta u, [K]_s$ を用いて、各軸受および船尾管の船尾側ブッシュの反力 $\{R\}$ が得られる。
- 3) 軸系の前後、左右振動の計算を行う。 $[K]_s, \{R\}$ を用いる。
- 4) 船尾部全体の振動計算を行う。自由振動とプロペラ起振力による強制振動の応答が得られる。この強制振動の応答計算には、静的計算の ELFI モデルを使用することができる。
- 5) 船尾部の振動形の計算を行う。構造物、軸系および上部構造の振動形が得られる。(上部構造については、FINE MESH にモデル化されている場合)
- 6) 船尾部の振動レベルを表わす加速度と振幅の大きさの計算を行う。また、上部構造の基礎となつている上甲板や機関室前端的の横隔壁における振動応答を計算する。後者は、ひきつづいて行う上部構造や後部船艙内の部材の振動計算の BOUNDARY CONDITION に用いられる。

3.4.4. 計算方針 その4

Fig. 2 に示す計算方針その3を解析時間の制限から改良したものである。実際に造船所は計算方針その3に示す順序だつた計算から外れて、軸の前後、左右振動、船尾構造の剛性と軸の据付け方法、船尾の振動特性等の計算結果を早急に入手したいことがある。このためにパラメーターを用いた軸の振動計算と同時に船尾構造の ELFI モデルの計算を行い、 $K_{DB}, [K]_s$ の最終値を求めつついて軸系の固有振動数の最終値を計算する。

3.5.

理論的には、種々の計算方針にもとづく種々の計算の組合せは、結局はマトリックスの演算で表わされる。従つて次の各項目の選択により、計算方法、時間、費用が決つてくる。

3.5.1.

全体解析の値段に影響をおよぼす振動系とサブストラクチャーの選択

3.5.2.

サブストラクチャーを結合する節の選択

3.5.3.

サブストラクチャーは BOUNDARY CONDITION が変つても利用できるか？ 利用の可否により計算費用がかわつてくる。

3.5.4.

構造の対象性をできるだけ利用しているか？ この問題は費用に大きな影響をおよぼす。例えば、二度の対象構造物の場合には次のようになる。

- 1) 固有振動数 $\{\dots\omega_i^2\dots\}$ は、対象の固有振動数 $\{\dots\omega_i^2\dots\}$ \textcircled{S} のサブユニットと、非対象の固有振動数 $\{\dots\omega_i^2\dots\}$ \textcircled{AS} のサブユニットの結合から成り立っている。
- 2) 強制振動の応答は、静的応答のように、構造の $1/2$ について行つた \textcircled{S} と \textcircled{AS} の状態の応答計算のベクトル和で与えられる。

$$\{\bar{u}\} = \{\bar{u}\}_{\textcircled{S}} + \{\bar{u}\}_{\textcircled{AS}}$$

計算費用 C は、構造物の自由度 n に比例するのではなく、 n^2 または n^3 に比例するので、構造物を $1/2$ ずつ A と \textcircled{AS} の状態で計算すると少い費用で計算結果が得られる。次式の関係から明らかである。

$$C = \beta n^2 > \beta \left\{ \left(\frac{n}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{2}\right)^2 \right\}$$

この方法は、理論的にも賢明な方法であり、コンピューターの費用も少い。さらに、計算全体から考えても、計算機に必要なインプットデータ作成の手間も減らし、エラーも少くてすむ。

3.5.5.

軸系について行われる遷移行列による解析 (a を附す) と二重底構造の場合の ELFI の解析 (s を附す) との間の関係は次の4つの方程式であらわされる。

- 1) “a” と “s” の結合点における “a” の動的荷重 $\{\bar{F}\}_a = [K^*]_a \cdot \{\bar{u}\}_a$
 - 2) 同様にして “s” に対しては、 $\{\bar{F}\}_s = [K^*]_s \cdot \{\bar{u}\}_s$
 - 3) 結合と連続の条件 $\{\bar{F}\}_a + \{\bar{F}\}_s = 0$ ……振動力について $\{\bar{u}\}_a = \{\bar{u}\}_s$ ……振動変位について
- この4式より、次の固有振動数の方程式が導かれる。
 $[K^*]_a + [K^*]_s = 0$

“a” と “s” の構造にそれぞれ外力が加つている場合

は、最初の2つの式は次のようになる。

$$\{\tilde{F}\}_a + \{\tilde{r}\}_a = [K^*]_a \cdot \{\tilde{u}\}_a$$

$$\{\tilde{F}\}_s + \{\tilde{r}\}_s = [K^*]_s \cdot \{\tilde{u}\}_s$$

3.6.

結局、計算方針というのは、計算の組合せで、それぞれの計算について、記述、モデル化、サブストラクチャーを選択することである。そして、マトリックス演算の全体に影響をおよぼし計算能力、精度、ならびに費用、時間も考慮して決定しなければならないものである。

4. 計算例

今まで理論と計算方針について述べたので、ここでは過去に行われた計算例について説明する。これらは、著者がよく経験した静的および振動計算である。

最近は、船尾機関船がほとんどなので、船尾機関船で減速歯車のある船を例にえらんだ。さらに、計算例としては、最も簡単なものから、メタンタンカーの船尾構造全体の強制振動の応答計算のように非常に複雑なものまでである。

1. 軸系の前後振動

4

最初の例は、タービンまたは中速ディーゼル駆動で、減速歯車のある推進機関にとつて重大な現象に関するものである。計算方針その3に対応するCAFシステムによる計算例である。Fig. 4 の上部に中速ディーゼルと遊星歯車をもつた高速船の軸系を示す。

軸系の前後振動を計算するために、この振動系の種々の質量とバネ常数を求めなければならない。第3章で述べたように、推力台の基礎のバネ常数が最も重要でありかつ求めにくい値である。推力台の基礎は二重底につながっており、二重底の剛性が推力台のバネ常数に影響をおよぼすので、推力台のバネ常数を求めためには、二重底の剛性を考慮しなければならない。従つて、この場合には、二重底と推力台を適当にモデル化して計算する必要がある。そして推力台のバネ常数は、静的計算によつて得られる。Fig. 4 には、推力 F に対する推力台の変形(対象構造とした)と、3つの部分から成る振動モデルも示されている。

計算結果によると、この振動系の固有振動数は、プロペラの1次2次の起振力の振動数よりも、はるかに高く本船の軸系の前後振動には何ら問題がないことがわかつ

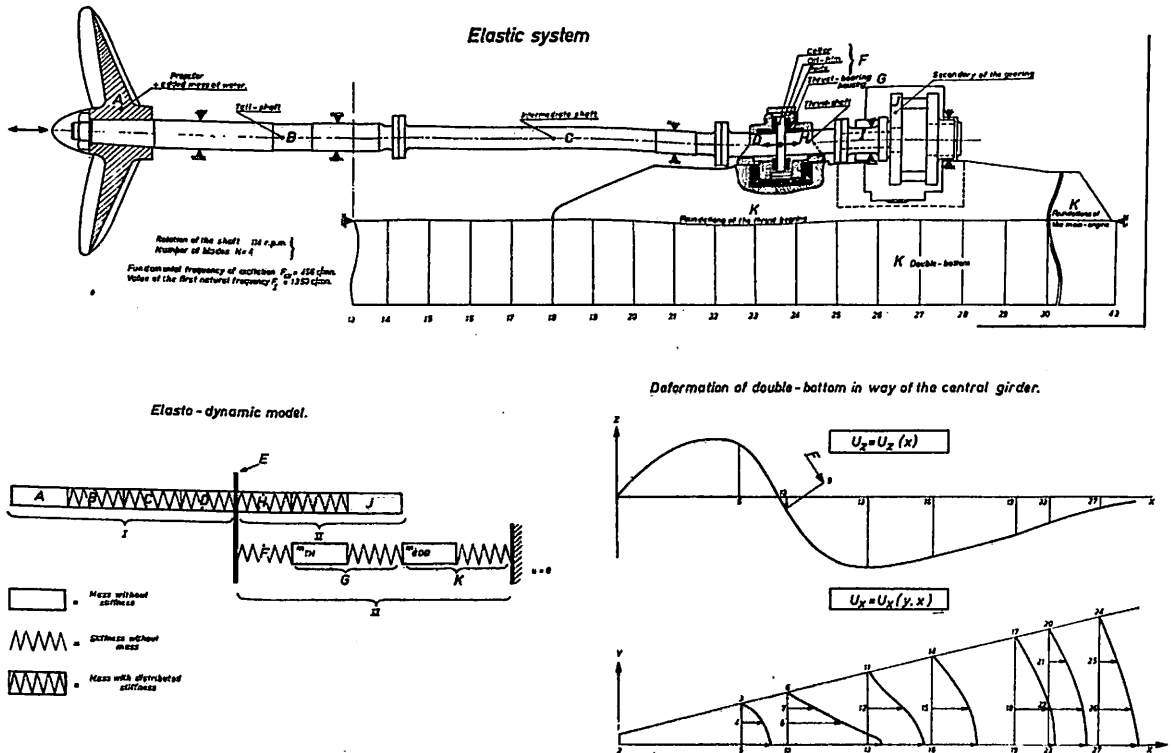


Fig. 4. Calculation of longitudinal vibrations of a line shafting.

た。これは、推力台と二重底の剛性が合理的に設計されていたことによるものである。

4.2. 軸系の横振動と軸の支持

軸系の横振動の計算例として、軸の後部がV型のシャフトブラケットで支持されている場合、あるいは、ストラットの無いボッシングで支持された場合について説明する。この計算は、計算方針その2（ステップ2）あるいは、その3の例である。

実際、この場合は、船尾管プッシュで軸の後端が支持されているシングルスクルー船の場合よりも、計算上から見るとより複雑で興味深い。この問題の詳細を説明する前に、軸系の横振動は4.4.でも述べるように、軸の据付状態に非常に関係深いことを強調しておきたい。この点の詳細は文献(3)と(6)に記されている。

4.2.1.

最初の例は、一軸 45,000 HP のタービン船の推進軸に関するものである。Fig. 5 の左上部に示したように、本船は、プロペラに入る水流のみだれを少なくするために、船尾部が平らで切り取られた特殊形状をしているため、プロペラ軸はブラケットで支持されている。このブラケットのストラットが軸に対して傾いている点に注目しなければならない。さらに、プロペラ軸の支持点とその前の中間軸の支持点の間の距離に注目しなければならない。この距離は軸の据付の計算から決められたものである。

造船所は、この軸系の振動の計算を B.V. に依頼してきた。この振動問題を取扱うにあたっては、軸系の横振

動の固有振動数を計算するだけでなく、軸とプロペラ、それにブラケットとその基部もふくめた固有振動数の計算を行う必要があることは明らかである。そこで、Fig. 5 の上部に示すように、FEM によつてモデル化を行った。このモデル化により、99 要素、189 の自由度、126 の未知数をもつモデルが出来上つた。

計算結果、第3モードの固有振動数 $F_H=540$ cpm であることがわかつた。これは計画回転数における最低次のプロペラ起振振動数（プロペラ翼数 $N=5$ ）の近くである。すなわち、N.S.M.B. で実験的に得られたプロペラの起振力と共振する危険があることがわかつた。

強制振動の応答計算は、次のことを示している。

- 1) プロペラ軸の軸受の上下振幅は ± 3.0 mm になるであろう。
- 2) ブラケットの前後振幅は ± 6 mm になるであろう。

以上の結果から、軸の横振動が、ブラケット部の軸受に非常に不都合な結果をもたらすことは明らかとなり、ブラケットの改造が決定された。Fig. 5 の下左部にブラケットのストラットの改造と船体との結合部の改良を示し、下右部にそれに対応するモデルを示す。

改良後のこの振動系の固有振動数の計算結果、第1、第3モードの固有振動数はかなり上昇した。（第2モードの固有振動数は僅かに変化しただけに止つた。）第3モードの固有振動数 $F_H=660$ cpm となり共振の心配はなくなつた。改良後の強制振動の応答計算結果、振幅が大幅に減少した。

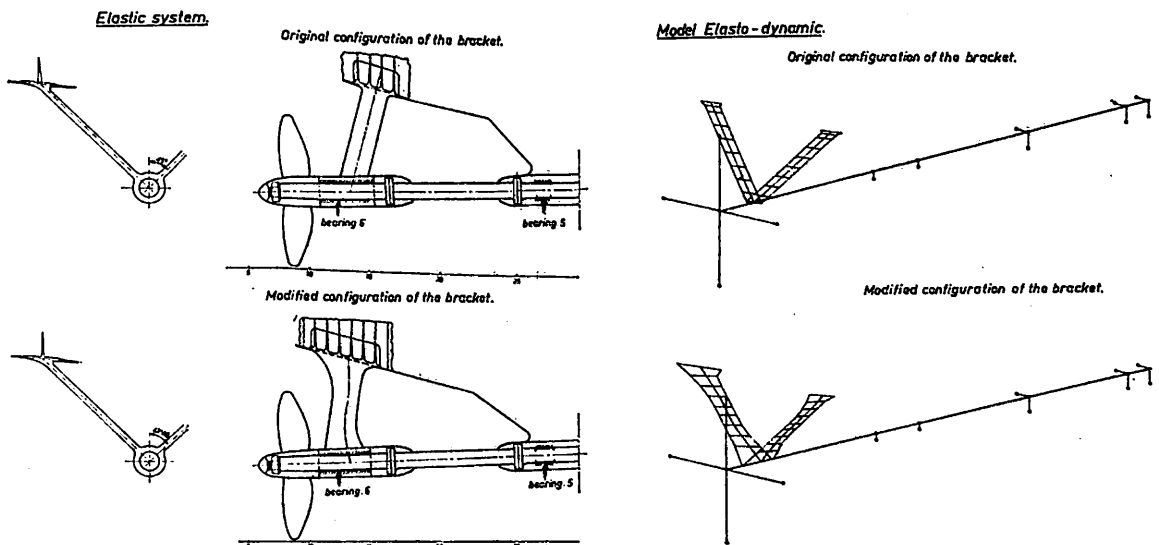


Fig. 5. Line shafting with its two configurations of aft support (bracket).

1) 上下振幅 $A_s = \pm 0.1 \text{ mm}$

2) 前後振幅 $A_s = \pm 0.4 \text{ mm}$

この値は、プロペラ軸受の振幅としては充分満足できるものである。

Fig. 6 に、改良前と改良後について、軸とブラケットの振動について、第一モードの振動形と、上下方向の強制振動振幅を示した。

4.2.2.

第2の例はそれぞれ 35,000 HP の2軸高速船の高出力推進機関の推進軸の計算である。船尾形状がやせているので、BOSSING も非常に細い。(文献6参照) 推進抵抗上、造船所は、プロペラ軸の後端部で BOSSING を支持するストラットを設けないことに決定したため、この配置で振動面から問題がおこらないかどうか調べる必要が生じた。

著者は、この調査依頼をうけて、前に説明したと同じ要領、すなわち計算方針その2およびその3に従って、たがいに関連のある3つの振動系の自由振動の計算を行い、この問題を解決することにした。

1) プロペラと軸を含む振動系

2) BOSSING 構造を含む振動系

3) 船尾構造全体にプロペラと軸および BOSSING を結合した振動系

この3つの系の剛性と質量はそれぞれ影響をおよぼし合い、この全体の系の振動数スペクトルを調べる必要があることはきわめて明白である。FEM によるモデル化を行い、766の要素3945の自由度をもつモデルをつくり上げた。

自由振動の計算は、対象および非対象モードの調査が可能なるように、境界条件についてある仮定をもつて行われた。

この計算結果を解析するにあたって、次の点が強調された。すなわち、BOSSING と推進軸の横振動の連成がみられただけでなく、BOSSING の横振動と船尾構造のねじり振動の連成が存在したことである。この計算の主要結果である最低次の固有振動数と、それに対応する BOSSING と軸の振動モードを Fig. 7 に示す。

造船所は、起振機テストを行い、固有振動数を計測した。計測値は計算値から5%離れていた。

4.3. 機関室構造の変形

以前に行つた解析例では、推進軸の振動現象とその附近の構造物の振動現象との間にはおたがいに関係があることを示していた。軸のまわりの構造物は、その質量と可撓性により、この振動系の固有ベクトル値に大きな影響をあたえるためである。さらに、構造物の可撓性と変

形が、船の載貨状態や海象によつて変化し、推進軸と軸受の接触状況に影響をおよぼす。

この現象は、軸受の支持力を変化させ、軸の据付状態を狂わせるだけでなく軸系の振動にも影響をおよぼす。(文献(2)(3)参照) そこですでに述べたように、この場合には、静的および動的現象を同時に取扱う必要がある。静的、動的計算を行う際のモデルは共通の弾性モデルを利用することができる。

構造を注意深くモデル化すれば、静的弾性系から動的弾性系に移行することが可能である。静的モデルから振動現象の計算に必要なパラメータの値を推定すればよいのである。

この場合機関室前端壁から後部の機関室構造全体の弾性モデルをつくつた。このモデルは次の目的のために用いられたものである。

1) 軸系の自由振動の計算に必要な軸受と推力受台のパネ常数の決定

2) 推進装置の合理的据付けの計算に必要な二重底構造の変形の計算

弾性モデルは、300のビーム要素、150の節、694の自由度を有している

詳細は文献(4)を参照のこと。

4.4. 軸系の合理的据付け

載貨状態や海象による二重底構造の静的変形は、軸系と推進装置の運転に影響をおよぼす。実際に、軸受部の変形は軸受の反力を変化させ、さらに軸が軸受から浮いてしまうことさえある。このような場合は軸の振動系が全く変つてしまう。反力の変化も、軸受部のパネ常数 $K=f(R, L/D, C, \mu, n)$ に影響をあたえ、起振力に対する軸の振動応答の変化をもたらす。

この変形はさらに、タービンや歯車に損傷をおよぼすことがある。主歯車の PITTING, SCORING, SPALLING, 歯の切損がその例である。これらの損傷例は文献(7)に詳述されている。

以上の理由から、推進機関の静的、動的状態を正しく保つ見地から、二重底構造の変形量を知る必要が生じてくる。この変形量は計測によつても得られる。二重底構造の変形を考慮して軸の再据付けを行つた結果、歯車のかみ合いの悪化を防ぐことが出来た例は数多い。

著者の経験では、ONE LINE SHAFTING の船では、軸受の変形を無視して古典的な軸据付け法 ($K=\infty$ と仮定する。) によることができるが、BOSSING に支持された軸の場合には、軸受のパネ常数 $K \approx \infty$ を考慮しなければならない。

4.5. 推進機関と機関室構造の自由振動と強制振動

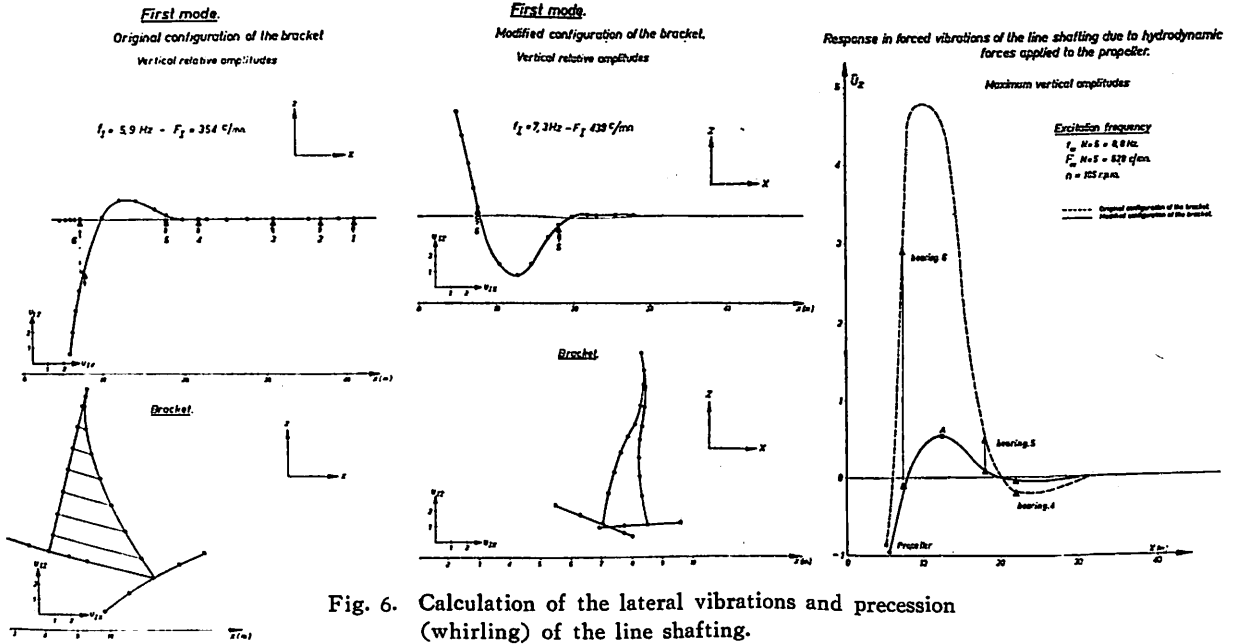


Fig. 6. Calculation of the lateral vibrations and precession (whirling) of the line shafting.

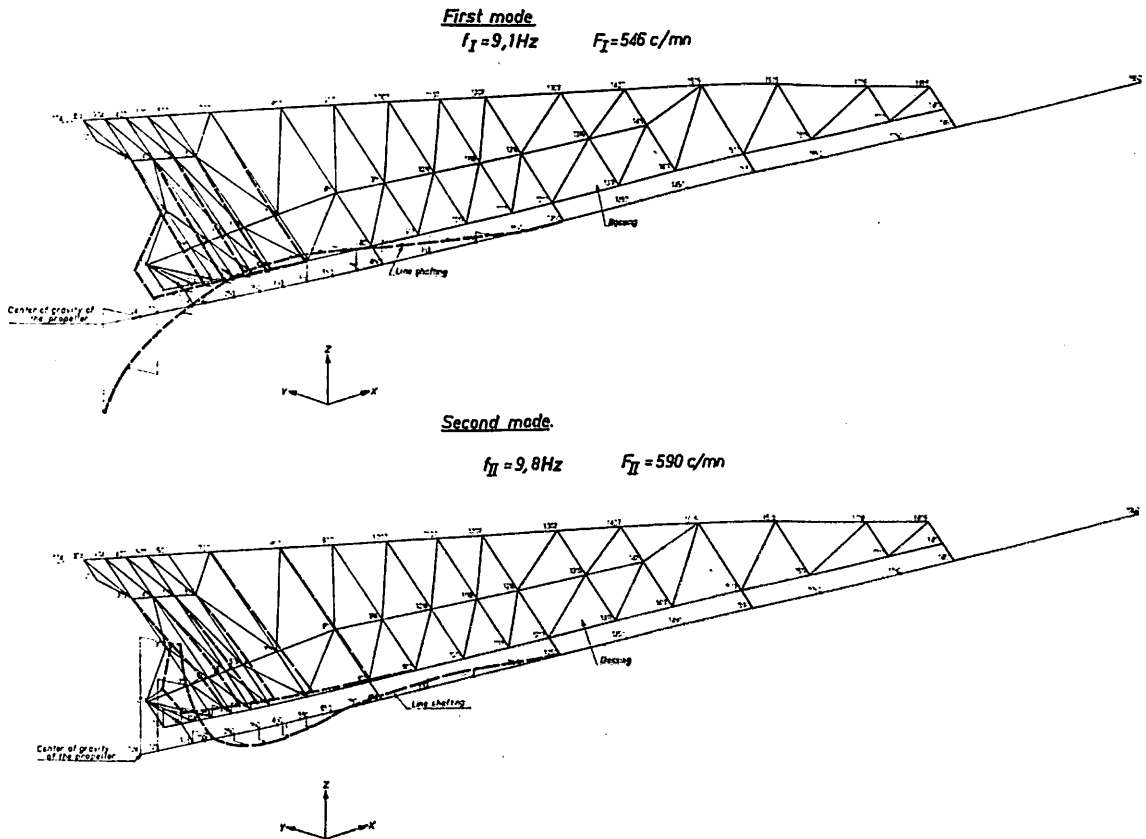


Fig. 7. Calculation of the coupled vibratory modes of a line shafting and its bossing.

機関室構造と推進機関の静的、動的現象に関する計算例を紹介したので、次に、本論文の最後の部分である、計算方針その4に相当する振動問題の取扱いについて説明する。この計算は2年前から行われており、2隻の100,000 m³以上のメタン運搬船、2隻の500,000 TDW以上のタンカーを含む3隻のタンカー、高速のROROコンテナ船に関して研究を行った。これらの研究の一例が文献(5)に述べられている。ここでは著者は、推進機関と機関室構造の振動特性に関する研究の最終段階における主要点について述べる。

船の計画段階で、振動レベルを推定するためには、起振力に対する推進機関と船体構造から成る全体の弾性系の強制振動の応答の計算が必要である。ここで振動レベルというのは次の3つである。

- 1) 上部構造あるいは居住区における乗組員の不快感
- 2) 船の電子、電気機器または他の機械に対する振動による障害
- 3) 船体構造に発生する振動応力

まず第一に、起振力の大きさを知ることが必要である。流体力学的起振力は、試験水槽における計測あるいは、適当な計算によつて求められる。

また、船体と推進機関からなり立っている弾性系の振動数スペクトル(固有ベクトルの値)を求めることも必要である。この弾性系のFEMによるモデル化が行われた。この際、強制振動の共振が起こる可能性のある起振力の加わる部分の構造のモデル化には特別の注意が払われた。

以前に、共振をさけるための初期検討を行っていたので、機関室構造と推進機関の詳細なモデル化のみが必要であった。この事實は、計算費用の見地から最も大切なことである。すなわち、一度、種々の振動系の固有振動数を起振力の振動数から離してしまえば、計算は、よく知られていない減衰というパラメーターを無視して行うことが可能である。

念を入れすぎてモデル化を行うと、電算機の計算費用がいくらでもかかるが、このような費用をおさえて、船の振動の実際に近い計算を行うために、船体の前の部分は等価梁におきかえ、上部構造はさらに簡単にモデル化した。これらの部分は、等価の簡易システムとして計算にとり入れられた。このようにして、自由振動の計算と振動数スペクトルの決定が進められた。振動数スペクトルには、初期検討で以前に計算された部分的振動系の固有振動数に対応する価が得られていた。メタン運搬船の計算結果、次の2点に関するデータが得られた。

- 1) メタン運搬船の連成自由振動の固有振動数とベク

トル

- 2) 船体と推進機関から成る振動系の振動数スペクトル

著者は、ここで、船体の上下4節振動の固有ベクトルについて簡単に説明する必要があると考える。それは、この振動形に対応する2つの明らかに異つた振動数が存在したからである。これは、船体後部構造のある弾性系の剛性を考慮に入れたためである。このために、同じ節数の船体上下撓み振動形において、ある振動数では上部構造と二重底が同位相で振動し、他の振動数では、逆位相で振動する結果が得られた。

振動数スペクトルの中に、軸の前後振動の共振現象に対応する振動数の値が見られる。この場合、共振を外すことをしないで、特別の理由で、船体構造の強制振動の応答を計算することに決つたことは特記すべきことである。このメタン運搬船の流体力学的起振力すなわちプロペラに加わる力とプロペラ附近の没水部の船体に加わる力に対する強制振動の応答も計算された。その結果、特に注目すべき点は、二重底が上下方向に共振していて振幅が大きくなつていながら、ピラーがダンパーとして働いてこの振幅を上部に伝えていないことと、煙突の共振は、固有振動数がプロペラの一次の起振振動数に対応しているためであること、そして、このプロペラの一次の起振力が、軸の前後振動と二重底の上下振動の原因となつていることである。

5. 結論と将来の展望

船の推進機関と機関室構造に関する静的現象と振動現象の計算システムについてあらゆることを結論として要約することは困難である。現在造船学のこの分野において主要であると考えられる要素は次の点であると云つても間違いないと思われる。それは、船体の可撓性がこれ程までに大きくなつており、それに対して高出力推進機関の軸の剛性がこれ程まで大きくなつてきて、これらの間の適合がうまくゆかなくなつてきたことである。このため、就航中の船で度々不都合が生じている。

さらに、船の寸法が大きくなり、部材寸法が比較的小さくなつたために、船体の撓み振動数と各構造部材の振動数が低くなつてきた。また、推進機関の馬力が大きくなつたため起振力が大きくなり船体の可撓性の増大、船体の各固有振動数の低下と相まつて、船体と推進機関に関する振動問題がより一層屢々現われるようになった。

このような状況であるから、新しい船を問題なく就航させるためには、静的と動的の二つのタイプの現象に注意を払う必要が生じてくる。

実際、大型船や高速船の一日の滞船費は、滞船の原因をあらかじめ除くために、できるだけ正確に念入りの計算を行う必要がある程巨額である。計算モデルや計算方針の単純化は、思わぬ危険や就航中重大な結果をもたらす心配がある。一方、静的、動的現象を総合して取扱うと必要な決定を下すための情報が得られるし、研究の最初の段階では考慮することが不可能な問題が何であるかということもはつきりする。

実際に行つた計算例から、船の推進機関と機関室構造の静的動的計算システムの能力と利用法が判つたことと思う。また、我々は、ここにこの問題を解決する強力な方法を手にしたことも理解できたと思う。

振動の問題に関しては、まず調査して共振体があれば共振を外すという解決方法を適用すれば、振動現象の取扱いは非常に簡単になる。また造船所の計画予定や建造技術から必要に応じて行う計算も定期的に行われるようになる。

計算結果と計測結果の対応は、現在あるいは近い将来に出てくる問題を解決するためには満足すべき程度であると思われる。さらに自由および強制振動の計算の副産物として、4.5. に示したように、前部の構造や上部構造の起振源となる EXCITATION FLUX が得られる。これらの EXCITATION FLUX は、後に必要があれば、振動現象により構造物に発生する附加応力を求めるための前部構造の自由あるいは強制振動の応答計算に用いられる。この計算例は、文献(8)に述べられている。

しかしながら、この研究に特に重要な或る種のパラメーターに関する知識は、さらに一層深める必要がある。実際、次の項目に関しては、理論的、実験的研究を続ける必要があると思われる。

- 1) 船の振動に関係する船の内外の VIRTUAL MASS の値
- 2) 材料の内部減衰と、船の流体力学的減衰、さらに GLOBAL DAMPING

これらの問題に関する研究は BUREAU VERITAS の特別研究部で現在行われており、興味ある結果が得られ次第発表されることが期待されている。

謝 辞

著者は、BUREAU VERITAS に対し、特別研究部

で行われた研究結果を発表する許可を得られたことに感謝します。

参 考 文 献

- 1) J. DIEUDONNE Les vibrations des navires—ATMA—RINA 1958, PARIS
- 2) G. BOURCEAU et G.C. VOLCY Résonateurs de vibrations forcées et vibrations libres de la coque. Nouveautés Techniques Maritimes 1969.
(日本造船学会誌, 第 507~510 号, 昭和 46 年 9 月~12 月に抄訳あり)
- 3) G.C. VOLCY Vibrations forcées de la coque et lignage rationnel de l'arbre porte-hélice. Nouveautés Techniques Maritimes 1967.
(日本船用機関学会誌, 第 5 巻 8 号, 昭和 45 年 8 月に和訳あり)
- 4) G.C. VOLCY, H. GARNIER et J.C. MASSON Déformabilité de la charpente de la coque et déformations du compartiment machines des grands pétroliers. Bulletin Technique du Bureau Veritas 1973.
(日本造船学会誌, 第 532 号, 昭和 48 年 10 月に抄訳あり)
- 5) K. RESTAD, G.C. VOLCY, H. GARNIER et J.C. MASSON Investigation on free and forced vibrations of an LNG tanker with overlapping propeller arrangement. SNAME '73, NEWYORK.
(日本造船学会誌, 第 545 号, 昭和 49 年 11 月および第 547 号, 昭和 50 年 1 月に抄訳あり)
- 6) G.C. VOLCY et J. OSOUF Vibratory behaviour of the elastically supported tail-shaft. IMAS '73, LONDON.
- 7) G. VOLCY Influence of hull deformation on shafting alignment and behaviour of marine gearing. 7th Round Table Conference on marine gearing-FINSPONG 69.
- 8) G.C. VOLCY, H. GARNIER et J.C. MASSON An analysis of the free and forced vibrations of cargo tank structure by finite element technique.
(船舶, 第 47 巻 10 号, 昭和 49 年 10 月に和訳あり)

日本船用機器開発協会の昭和48年度 開発事業について (2)

(財)日本船用機器開発協会

8. 燃料油磁界処理清浄装置の開発

装置は、粗悪燃料油に磁力を与え、燃料油中に含まれるスラッジ分を微粒化し分散させて、燃料油の品質を高めるという発想に基づくもので、複数個の磁界処理器を相互に磁気干渉しない間隔をへだたせて燃料鋼管に跨坐吸着させ、鋼管を必須部として磁気回路を構成させるものである。

(1) 設計、試作

パイプ径 2", 3", 3" 以上用のもの各 6 個を試作した。有効磁束はそれぞれ 100, 220, 250 ガウスである。

(2) 基礎試験

上記装置により多くの基礎試験を行つたが、主な成果は次のとおりである。

(イ) 最適有効磁界の究明

市販 B 重油 (比重 0.9503 および 0.9075) を元油として磁界処理を行い、n-ヘプタンによるスラッジの沈降試験を反復実施した結果、最適有効磁界はパイプの中心における漏洩磁束が 10 G のところにあり、5~15 G の範囲がスラッジの分散に有効に働くことを確認した。

(ロ) スラッジの分散状況

市販 B 重油を最適磁界 10 G で磁界処理し、顕微鏡により観察した結果、スラッジ粒子は 5μ 程度以下に微粒化して重油中に分散していることを確認した。

また、ペーパークロマト法による濾紙吸上試験においても最適磁界処理油は未処理油よりも濾紙吸上高さが上昇し、スラッジ分散の傾向を示した。

(3) 実機試験

阪神内燃機 SIR 形機関 (1 シリンダ, 50 PS × 500 rpm, 260 φ × 330, pme=5.5 kg/cm²) により、A, B 重油の磁界処理油と未処理油の機関性能の比較試験を行つた。

試験は、機関始動後、負荷を 4/4 に整定させ、5~8 時間の連続運転を行つて、機関性能、排気ガス色および運転後ノズルチップに付着したカーボンの状態等で比較した。

その結果は、磁界処理の効果が若干あるように見受けられたが、運転時間が短いため確実な効果を把握することはできなかつた。

9. 高耐食性プロペラの開発

46 年日、英、米、西独で特許権を獲得した高珪素ステ

ンレス鋼は比較的低廉で、高耐食、高耐蝕食性を有し、強靱な性質を有するので、本合金を用いた船舶用プロペラを開発し、実船試験を行つてその性能を確認した。事業の実施内容は次のとおりである。

(1) 基礎試験

組成の異なる 2 種の鋳物で、実体試験用鋳物 (直径 2,000 mm のプロペラに相当) を作成し、その各位置から試験片を採取し各種の試験を行つた。実体試験片以外に別取試験片も採取して同じ試験を行つた。

また、高珪素ステンレス鋼、高力黄銅、アルミニウム青銅等について、腐食疲労の S-N 曲線、腐食試験、浸食試験を行い、その結果を比較した。その結果、次のことが判明した。

- 本合金は適切な冷却速度を選択すれば、現用プロペラ材の中で最高級の性質が得られる。
- プロペラ材料に本合金を使用することによつてプロペラ重量を軽減しうる。
- 現用プロペラ材に比して、本合金は強靱で、耐食性、耐蝕食性が高いことなどから、プロペラの折損事故の減少、安全性の向上が望める。

(2) プロペラの鋳造試作

基礎試験の結果に基づいて実船試験用プロペラ 5 基 (直径 690~740 mm) を試作するとともに、材料成分、製造方を確立した。推奨される化学成分と機械的性質は次のとおりである。

○ 化学成分

C<0.04, Si 3.0~5.0, Mn 1.0~3.0, Ni 4.0~8.0, Cr 12.0~18.0, Mo 0.2~0.5, Cu 1.0~2.0, Fe R

○ 機械的性質

引張強さ (kg/cm²)>80, 伸び (%)>20, 硬さ (H_B)>200, 衝撃値 (kg-m/cm²)>15 (U ノッチ), 熱処理 1,050°C 保持後、空冷または水冷

(3) 実船試験

我が国で、現在特に汚染が甚しいと思われる次の 5 海域で、5 隻の船舶について実船試験を行い、高珪素ステンレス鋼製プロペラと現用プロペラの汚損状況を調査比較した。

宇部地区、有明海、丸亀港、今治港、高知港

(実験日数 60~110 日)

実船試験によつて、本プロペラは何れの海域において

も、その耐食性、耐汚食性が高いことが実証され、汚染海域を航行する船舶にも十分耐用しうることが確認された。

10. 船内より開放できる船尾管軸受装置の開発

大型船への適用を目的とし、船内側からの分解、点検、修理、復旧などの作業が容易で精度が確保しやすい船尾管の軸受およびシールなどの一連の装置を開発した。軸受として球面コロ軸受を採用し、適性を研究し、使用法を開発した。また、付帯事項としてプロペラ軸の船首側継手につき必要な着脱装置を開発した。

(1) 基礎試験

(イ) 静止中腐食試験

小形ころ軸受を使用し、無負荷時および負荷時につき、潤滑油中の海水混入率を変え浸漬腐食試験を行った。

(ロ) 回転中腐食試験

小形ころ軸受を使用し、負荷状態で、潤滑油中の海水混入率を変え回転中腐食試験を行った。

(ハ) ころ軸受異常検出試験

小形ころ軸受につき、各部品に傷のあるものと、良品の比較を低速回転時に行った。

(ニ) 予備軸受試験

小形試験機により、予備軸受の作動状態確認試験を行った。

(2) 試験装置の設計および製作

次の要目を有する試験装置を設計し製作した。

軸 径	550 mm
使用 軸 受	自動調心ころ軸受 240/600型(内径 600 mm)
駆動電動機	110 KW, 1,200 rpm
加振用電動機	7.5 KW, 1,200 rpm
軸 回 転 数	300 rpm
加え得る振動	最大 20 Hz 片振幅 水平 1.5 mm, 垂直 0.8 mm
荷 重	最大 60±30 t

(3) 船尾管軸受装置の試験

(イ) 回転性能試験

大形ころ軸受につき、振動値、潤滑油温度の調査および予備軸受の摩擦係数、回転数の調査を行った。

(ロ) 試験後の開放検査

試験前後の耐受およびシールの寸法比較および外観調査を行った。

(ハ) 腐食試験

回転性能試験と同時に潤滑油に海水が混入した場合の腐食試験を行った。

(ニ) 軸受シールの着脱試験

船内状態を模擬した装置により着脱試験を行った。

(ホ) 継手フランジ着脱試験

プロペラ軸船首側継手フランジ着脱試験を行った。

(4) 大径軸用船尾管装置の設計

上記試験の結果に基づき軸径 840 mm 用船尾管装置を設計した。

以上の成果を要約すれば次のとおりであり、開発した船尾管軸受装置は多くの長所を持ち十分実用に供しうることが確認せられた。

- ころ軸受に対する安全性はかなり高い、一例として80%の海水が潤滑油中に混入しても、約1ヶ月は異常なく回転できる。
- 軸受装置の信頼度は高くとりうる。即ちころ軸受が損傷した場合検知できるし、万一損傷が気付かれなくても、ころ軸受が破損して回転不可能となつた場合でも、予備軸受が作動しうるので、推進軸は回転可能である。
- 軸がたわんだ状態で回転するみそすり運動に対しては、自動調心性のあることが判明し、軸系のミスアライメントや荷重に十分耐えうるし、外部振動を与えた試験でも回転中は正常であつた。
- 周速 9.4 m/s で非常に苛酷な条件でもシールの油洩れは殆んど見られなかつた。
- 軸受、シールの着脱試験の結果、5・6時間でも可能なことが確認され、更に短縮化が可能であり、船内開放の目的は達せられた。

11. 溶接式ホワイトメタルライニングによる舶用大形船尾管軸受の開発

大型船の船尾管軸受のホワイトメタルライニングの手法として、プラズマアーク溶接によるライニング技法を開発した。そして、現物大の軸受に対しライニングを施行したが、密着、組織、化学的組成等いずれも静的試験の結果では、従来の遠心鑄造法に比べてすぐれていることが47年度事業で明らかになつた。48年度にはこの実用性能を確認するため、動的試験機を製作し、確認試験を実施した。

(1) 試験機の製作

次の要目を有する試験機を製作した。

供試軸受寸法	内径 150 φmm, 長さ 90 φmm
主軸回転数	160~950 rpm
与 負 荷	Max. 40 T
負荷周波数	10 Hz
負荷シリンダ	常用圧力 70 kg/cm ² , 出力 49,500 kg

主軸駆動電動機 75 KW

(2) テスト用軸受の試作

比較疲労試験を行うために、供試軸受 (150φmm) として、プラズマアーク法によるもの4組、従来法によるもの1組を試作した。

(3) 動的試験

試験は試験期間の関係上、遠心鑄造品と本法による軸受の中で密着力の低かつたもの2種類について実施した。試験は、試験開始より15時間または30時間ごとに供試軸受を取り出し、メタルすべり面に発生する諸現象を顕微鏡および目視により観察することを原則とした。

繰返し総負荷回数 432×10^6 までは、両者とも軸受性能を左右すると思われる損傷は発生せず、溶接式ライニング軸受の実用性はほぼ確認できた。

なお、従来法との優位性を明確にするためには、メタル肉厚を考慮したさらに苛酷な条件で疲労試験を行う必要がある。

12. 大形超高速船用船尾管軸受軸封装置の開発

大形超高速船用船尾管軸受軸封装置の開発のために、47年度に行つた670型による基礎試験の結果に基づき、新しく設計試作した1180型の後部軸封装置につき、大形試験機で、運輸技術審議会答申の大形超高速船を対象として実船とほぼおなじ条件下で試験を行い、その性能と耐久性を確認した。

(1) シールリングの変形調査試験

1180型シールリングのリップの接触状態を調査し、性能試験に対する基礎資料を得ることを目的として、シールリング変形調査試験を実施した。

その結果、圧力と温度の影響によるシールリングのリップ変形の挙動を把握し、バックアップリングの効果と

スプリングの影響についての資料を得ることができた。また、大形超高速船用にはバックアップリングが是非必要であることが確認できた。

(2) 試験

1180型陸上試験装置を使用し、1180型AシールおよびBシールにつき次の試験を行つた。

(イ) 周速限界試験

対象 1180型AシールおよびBシール
条件 周速 8.0~12.0 m/s, 液圧 1.8 kg/cm²

(ロ) 振動試験

対象 1180型AシールおよびBシール
条件 振動数 最高 20 Hz (Aシール)
10 Hz (Bシール)

振幅 最高 ±0.75 mm

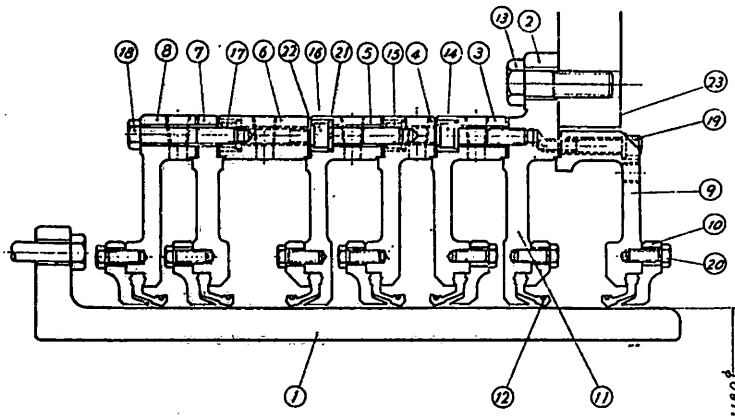
周速, 液圧 適宜変化

(ハ) 耐久試験

対象 1180型Aシール
条件 周速 8.34 m/s
液圧 1.8 kg/cm²
軸振動 15 Hz, ±0.6 mm
試験時間 1,000時間

試験の結果、1180型AシールおよびBシールとも軸心における海水圧 1.3 kg/cm² のもとで、最も使用条件が苛酷である#2、#3シールリングにおける油圧 1.8 kg/cm² で周速 12 m/s まで安全に使用しうることを確認した。

軸の上下振動についてはAシールは振動数 20 Hz, 振幅 ±0.4 mm の条件下においても漏れはなく良好な成績をおさめた。Bシールはシール間区画内の圧力変動は若干大きかつたが、減圧弁を装備した構造にすることに



A 型 軸 封 装 置

より見掛け上の漏れをなくすることができ、実用の可能性の見とおしがついた。

以上から、開発した1180型軸封装置は大形超高速船用船尾管軸受装置の使用条件の下で十分に使用に耐えるものであり、所期の目的を達成することができた。

13. 大容量荷油ポンプおよび駆動装置の開発

タンカーは年々大形化し100万トンタンカーの建造も検討されている。この事業は、特殊インペラを用いた荷油ポンプの高速化と駆動タービンを含めた小形軽量化により、巨大タンカーの建造に対処しようとするものである。

48年度に装置の設計、試作、組立を行い、49年度に運転試験を行う。

(イ) 荷油ポンプの要目

型式	横軸両吸込、単段、ダブルポリユート形（インデューサー付き）
吐出量	10,000 m ³ /h
全揚程	150 m
回転数	1,080 rpm
吸込揚程	-5 m
重量	約 9,000 kg

(ロ) 駆動蒸気タービンの要目

型式	横軸2段落衝動式、1段減速装置付
出力	5,400 KW
回転速度	タービン軸 7,997 rpm 出力軸 1,080 rpm
蒸気圧力	52 kg/cm ² G
蒸気温度	380°C
排気圧力	0.3 kg/cm ² G
潤滑方式	強制給油方式
重量	約 9,500 kg

(ハ) 開発の特徴

- ポンプ羽根車入口にインデューサーを取付け、ポンプの吸込性能の向上を図った。
- 従来の荷油ポンプに比して、1.35%以上の高速化ができた。
- ポンプの高速化と高硬度歯車の採用により、全体として約30%の重量軽減が可能となった。
- コストの低減とともに、船内における据付面積の縮小が可能となった。

14. 巨大船用非常用消防ポンプシステムの自動化の開発

船舶の巨大化に伴い消防ポンプの据付位置がポンプの吸込性能により限定される。この欠点を除くためブースタポンプを船底に据付け、ポンプの位置を自由に選択で

きる消防ポンプシステムと遠隔発停の自動化装置を開発し、諸試験を実施して作動の確実性と性能を確認した。

(1) 設計、試作

ポンプの据付位置に制限されないように各種機器の配置等一連のシステムを設計するとともに、緊急時に遠隔操作ができる自動化システムを開発した。装置の要目は次のとおり。

(イ) 消防ポンプ

形式	横形片吸込渦巻式（ディーゼル機関駆動）
口径	250 φmm
容量	350 m ³ /h
揚程	90 m（押込 26 m）
回転数	1,800 rpm
所要動力	240 PS

(ロ) ブースタポンプ

形式	横形片吸込渦巻式（油圧モータ駆動）
口径	250 φmm
容量	350 m ³ /h
揚程	26 m
回転数	1,800 rpm
所要動力	52 PS

(ハ) 油圧ポンプ

形式	高圧2連歯車式
容量	222 l/min
所要動力	76 PS

(ニ) 油圧モータ

形式	歯車式
容量	222 l/min
出力	52 PS

(ホ) ディーゼル機関

形式	ヤンマー立形4サイクルディーゼル機関
出力	240 PS
回転数	1,800 rpm

(ヘ) 遠隔発停装置

制御盤（ブリッジの指令室）
機側制御盤（機側でのディーゼル機関の始動弁も含める。）

(2) 試験

試験は運転要領を定めて、次の項目を実施して、性能および作動を確認した。

(イ) 消防ポンプおよびブースタポンプの単独性能試験は計測項目6項目としてそれぞれのQ-Hカーブを求めて性能を確認した。

(ロ) 自動確認試験はブリッジを想定して機側より 250 m 離れた場所より自動発停の確認を行った。

(ハ) 全体システムの作動が確実であるか、その性能として計画値を満足するかについて確認した。

その結果、非常用消防ポンプは計画どおりの性能を発揮しこのシステムの特徴を確認した。空気式遠隔操作の作動は良好で、約 15 秒で起動でき、また停止の場合も約 5 秒で動作は完了した。

15. LNG 船用バタフライ弁の開発

LNG 超低温域下において十分性能を発揮しうるバタフライ弁の材料、機構を研究し、合理的な LNG 船用バタフライ弁の早期国産化を図った。実施内容は次のとおり。

(1) 設計、試作

試作した LNG 船用バタフライ弁の仕様は次のとおりである。

口 径	350 φmm
使用 温度	-162°C
圧 力	5 kg/cm ²
本体、弁体材質	SCS 13
弁 棒 材 質	SUS 304
弁 パ ッ キ ン	PTFE

上記条件を満足し、弁の構造を異にする A, B, C の 3 形式各 1 個を試作した。

(2) 試験

超低温域下における試験を船舶技術研究所で施行した。試験は設備の関係上、超低温ガス (-160°C) により行った。

(イ) 操作試験

N₂ ガス (-160°C) による各圧力下における弁軸回転トルクを計測した。

(ロ) 弁座部漏洩量計測試験

N₂ ガスによる各圧力下における弁座部漏洩量を計測した。

(ハ) 繰返し開閉試験

繰返し作動回数は 540 回、弁 PTFE パッキンはこの限りではパッキンの目視および漏洩量から判定して摩耗は認められなかった。なお、本試験は差圧 3 kg/cm² の状態でを行った。

(ニ) 大容量放出試験

常温加圧水の大容量放出試験を行った。閉切時の試験はできなかつたが、開放試験の結果では弁体パッキン部および操作性に異常を認めなかつた。

16. LNG 船用動力ケーブルおよび付属品の開発

LNG タンク内部に使用される超低温用可撓性動力ケ

ーブルおよびその周辺技術として、ケーブルのタンク貫通部金物並びに耐圧防爆端子箱引込み接続工法を開発した。48 年度は次の内容を実施した。

(1) 設計および試作

(イ) 動力ケーブル

ケーブルの要求仕様は次のとおりである。

ケーブル定格	660 V (モーター 440 V)
モーター容量	300 KW (約 500 A)
周囲 温度	-162°C ~ +50°C
導体最高許容温度	95°C (周囲温度 45°C)
ケーブルの最大径	50 mm 以下
曲げ半径 (常温)	自己径の 6 ~ 8 倍

その他 短絡電流に対する耐衝撃性、耐振性および耐食性を有すること

まず、予備試作ケーブルについて種々の試験を行い、ケーブルの基本的構造について検討し、その後本試作ケーブルを製作した。

絶縁体およびシース材料は、低温性の良好な有機材料という観点から、テフロン FEP を選定した。導体は、絶縁体としてテフロン FEP を用いた関係で、製造時の腐食を防ぐために銅線にすずめっきを施した。がい装は、低温性の良いブロンズ線編組とした。シースとがい装間の保護層 (難燃性布テープ) は、布設作業時の外傷と溶接火花からケーブルを保護するために設けたもので、同時に低温時の耐衝撃性の向上に寄与するものである。

(ロ) 貫通金物

貫通金物は、ケーブルのタンク壁貫通部に用いられるもので、温度条件の極めて厳しいケーブルの縦方向、横方向ともに温度勾配の大きいところで、タンクの気密性をそこなわないこと、ケーブルの電気的特性を低下させないことが要求される。

貫通部でケーブルをそのまま貫通させる直接方式と貫通部でケーブルをいつたん切断して貫通金物の一部で電気的に接続するしや断方式について検討し、前者については 3 種類、後者については 2 種類の貫通金物を試作した。

(2) 試験

予備試作ケーブルについて

可撓試験、衝撃試験、振動試験を実施した結果、良好な成績が得られ、テフロン FEP 絶縁電線は、超低温用の可撓性ケーブルとして有望であることが確認された。

また、直接式貫通金物とケーブルを組立て、種々の温度条件のもとで 2 気圧の窒素ガスを加えて気密試験を行ったが、ガス漏れはなく、実用化の見とおしが

得られた。

49年度には引続き実用試験を実施する予定である。

17. LNG 船用計装ケーブルのコネクタの開発

LNG 船タンク内に装備される液面計等の電装品の配線接続系について開発したもので、特に静電容量方式の液面計を対象として、タンク内外のケーブルをタンク上部に設置された貫通フランジ部に集約し接続するための技術を開発した。

(1) 設計および試作

貫通部コネクタの主要構成要素は次のとおりである。

- コネクタを安全かつ強固に固定し保護するとともに LNG 船のタンク上部に設置されたフランジと結合する貫通フランジ
- タンク内の気密保持とタンク内外のプラグコネクタの中継用の機能を目的とした同軸多心ハーメチックコネクタ
- タンク内の各液面計のケーブルを集約し、タンク内側より同軸多心ハーメチックコネクタと嵌合する超低温形プラグコネクタ
- 甲板上ケーブルを集約し、タンク外側より同軸多心ハーメチックコネクタと嵌合する防湿形プラグコネクタ

貫通部コネクタの仕様は次のとおりである。

電流容量	5 A 以下
極数	30 極
絶縁抵抗	1,000 MΩ 以上
接触抵抗	20 mΩ 以下
気密性	2 kg/cm ² で漏洩のないこと
温度	-196°C~+60°C
安全性	本質安全防爆構造

(2) 試験

(イ) 貫通部コネクタ組立の環境試験

組立てられた貫通部コネクタを評価するため、環境試験前後における電氣的、機械的性能を測定し、性能を満足していることを確認した。

(ロ) ハーメチックコネクタの低温気密試験

貫通部コネクタの内部に取付けるハーメチックコネクタの耐低温気密性を確認した。試験材料はガラスハーメチックコネクタおよびセラミックハーメチックコネクタを使用した。

18. 緊急膨張式ゴムバルジの開発

緊急膨張式ゴムバルジは小形船の舷側に特異なバルジ形状を施すもので、平常は折りたたまれた状態で舷側に装着され、緊急時に膨張して船の復原性並びに横揺れ減衰性を大幅に増大させ、積極的に船体を転覆の危険から

安全側に導こうとする装置である。

(1) 設計および試作

装置は次の装置からなる。

(イ) 緊急膨張式ゴムバルジ

13 m 漁船用として試作した。主要寸法は次のとおりである。

長さ 4,486 mm

幅 (膨張時) 530 mm

空中重量 (両側) 本体 320 kg, 附属品 1,130 kg

バルジの膨張には高圧ポンペ (150 kg/cm²) 充填の窒素ガスを使用し、バルジの内圧が 0.5 kg/cm² に達すると給気は自動的に停止される。

(ロ) ゴムバルジ収納用巻取装置

(ハ) ゴムバルジ作動用空気回路

(2) 試験

次のとおり陸上試験と海上試験を行った。海上試験は北海道鹿部村沖合で行い、祐祥丸 (試験よりの帰途に遭難海没) および友丸を使用した。

(イ) 陸上試験

○ バルジ本体強度試験

○ バルジ本体気密試験

○ ゴム材料試験

(ロ) 海上試験

○ 復原助揺性能試験

○ 航走性能試験

○ 強度並びに気密試験

その結果、得られた成果を要約すると次のとおりである。

(i) 船の静的復原性はバルジの膨張によつて増大し軽荷状態から満載状態に移行するにつれてその効果は顕著になる。

(ii) 船の横揺れ減衰性は、バルジの膨張によつて大幅に増大し、Gz の増加と相まつて船の転覆防止に著しい効果を与える。

(iii) バルジの膨張による船速の低下は、バルジがほぼ全没する満載状態でも約 8%にとどまった。

(iv) バルジ膨張のためのガス圧回路は起動スイッチの作動後、約 7~15 秒で膨張が完了し、当初の目標が達せられた。

(v) 外傷に対するバルジの強度については、供試験による延べ 100 日間の操業中に特に問題は生じなかつた。

19. 大形膨脹式救命いかだの開発

近年就航が多くなつた国際航海に従事しない大形カーフェリーや旅客船の救命設備として大形膨脹式救命いか

だ(定員50名)を開発した。

(1) 設計および試作

試作するいかだの主要目を次のとおり決定した。

定員	50名
床面積等	乗員の身体を確実に保持できる床面積および構造のもの。
重量	360 kg 以下
投下性	21 m の高さから水上に投下した場合救命いかだおよびその機装品が損傷しないこと。
飛び降り性	5 m の高さから展開した天幕上に人が飛び降りても天幕空気に異常がなく、かつ人体にも傷損を与えない構造とする。
えい航性	平水で 5 kt の速力のえい航に耐えること。
乗込み装置	海中からの乗込みが容易なような乗組装置をつける。
安全性・剛性・安定性	従来の甲種膨張式救命いかたと同等の性能を有すること。
その他	救命設備規則および SOLAS の要件を満すもの。

大形いかだの開発に対して、軽量かつ高強度の材料を開発するとともに、上記の要件を満す大形いかだの基本設計を行った。

基本設計(案)について重量を試算し、剛性・安定性について検討するとともに、1/5モデルを試作し復正性について実験的に確認した。

これらの結果に基づき、実寸の大形いかだを設計、試作した。

(2) 試験

(イ) 投下試験

コンテナに格納した大形いかだを 21 m の高さから投下し、膨張時間の測定および投下後の異常の有無の確認を行った。試験の結果、使用可能状態になるまでの時間は 55 秒であった。各部を点検したが異常がなく良好であった。

(ロ) 飛び降り試験

大形いかだの天幕上 5 m の位置から 75 kg の砂のうを天幕上に落したところ、天幕部に異常がなく良好であった。

(ハ) えい航性

大形いかだを満載状態(搭載重量 3,750 kg)にして平水で 5 kt の速度でえい航したところ、異常がなく良好であった。

(ニ) 乗込み装置

大形いかだの乗込装置について水中から容易に短時間で乗込めることを確認した。

(ホ) その他の試験

大形いかだの常温、低温、高温時の膨張作動試験、反転膨張したときの復正試験、コンテナに格納された状態での浮揚試験、浮力、気室の気密、気室の耐圧、乾舷、復原(安定)試験、材料試験、剛性、および吊上げ試験等各種試験を行った結果仕様をすべて満足し良好であった。

20. 救命浮袋投下装置の開発

船から海上に転落した遭難者等の救助に用いるため、折りたたんだ救命浮袋をゴムカプセルに納め圧縮空気により遠距離に投射する装置を開発した。

(1) 設計および試作

装置は下記の性能を目標に設計した。

- 救命浮袋は着水後自動膨張し、小型船用膨張式救命浮き輪に準じた性能を持つ。
- 到達距離は、救命索を付けない場合約 250 m、これを付けた場合約 150 m とする。
- 発射空気圧は 10~15 kg/cm² とする。

試作した装置の仕様は次のとおりである。

(イ) 救命浮袋

本体	ネオプレンゴム加工ナイロン布製
外形寸法	630×620 mm
つかみ綱	ポリプロピレンロープ
CO ₂ ポンプ	鋼製、容量 50 cc
給気口	合成樹脂製

(ロ) 浮袋収納ゴムカプセル

耐油性ゴム製、外径 110 mm×長さ 300 mm

(ハ) 発射装置

空気タンク	鋼製、内径 250 mm×長さ 356 mm
発射管	ステンレス管、内径 108.3 mm×長さ 750 mm
付属品	一式

(2) 試験

(イ) 浮袋性能試験

船舶機装品研究所に依頼し浮袋単独の性能を試験した。

(ロ) 初速計測(参考試験)

発射空気圧と初速の関係を求めるため船舶機装品研究所に依頼して計測した。

(ハ) 陸上発射試験

ゴムカプセルに救命索を付けた場合および付けない場合について、発射条件を変えて到達距離を計測した。

(ニ) 海上発射試験

装置の総合性能を確認するため、カプセルに救命索を付けて海上に投下し、到達距離および着水より膨張までの時間を測定した。

試験の結果、到達距離は、索なしの場合、発射空気圧 15 kg/cm²、仰角 45° で平均 201.6 m、索付の場合、発射空気圧 15 kg/cm²、仰角 45° で平均 126.4 m であり、救命浮袋の膨張時間は平均 4.6 秒であった。

21. 完全 MO タービン船用プラント情報処理システムの開発

47 年度に開発した「キャラクターディスプレイを中心とした遠方監視装置」をハードウェアのベースとして、これにミニコンピュータを結合させ、ソフトウェアを充実させ、時代の要求にあつた完全 MO タービン船用プラント情報処理システムを開発するため、次の内容を実施した。

(1) ソフトウェアの開発

開発したソフトウェアの項目は次のとおりである。

- (i) 計算結果を含めた定時記録作成
 - (ii) 異常記録
 - (iii) 棒グラフおよびデジタル数字によるデータ表示
 - (iv) 保守用データの収集、保存およびグラフ表示
 - (v) アラーム項目の名称表示
 - (vi) アラーム時の関連プラントデータ記憶およびデジタル表示
 - (vii) アラーム前後のプラント変動の記憶およびグラフ表示
 - (viii) プラント各部のグラフィックおよびパラメータ表示
 - (ix) 以上に関連したベーシックソフトウェアの作成
- 49 年度にはこれらソフトウェアのデバッグ、ハードウェアを含めた総合テストを行う。

(2) ハードウェアの試作

47 年度に開発した装置に若干必要な装置を追加した、全体のハードウェアの構成は次のとおりである。

- (i) CRT ディスプレイ
- (ii) ミニコンピュータ 三菱 M-70 形
- (iii) システムタイプライタ
- (iv) 紙テープリーダー
- (v) 磁気ディスク 64 KW
- (vi) 入出力制御装置
- (vii) オペレーターコンソール

22. 船舶の操縦性能測定装置の開発

船舶の新造時の試運転のうち、操縦性能の試験は従来の方法では人手が掛かり精度が低かつたので、その省力化と精度向上を図り、トランスポンダを海面に設置してその周辺を船が航走することにより、航跡など操縦性能を判定する資料が得られる装置を開発した。

(1) 設計および試作

装置の構成は次のとおりである。

(イ) トランスポンダ

船舶に装備された 3 cm 波の航海用レーダの電波を受信して VHF 帯の電波を発射するトランスポンダブイ。

(ロ) 測定装置

ジャイロコンパス、レーダおよび舵角計から信号をもらい船首方位、舵角、回頭角速度を計測し、トランスポンダの応答電波からトランスポンダまでの相対距離および相対角度を計測し、これらを経過時間とともにデジタル表示および印字する部分。

(ハ) モニタ

本船の航海用レーダと同期した PPI スコープ上にトランスポンダの相対位置を指示し、操縦性能測定に当り本船が測定限界外にならないよう監視するためのもの。

(ニ) 回頭角速度計

回頭角速度をメータで指示させ、操舵手の前までケーブルを延長して、スパイラル試験の操船に役立てるもの。

(ホ) データ処理器

測定機で測定された本船とトランスポンダとの相対方位、相対距離および船首方位とから真北を軸とした直角座標に変換するとともに、誤測定の判別処理や作図時の任意の部分拡大等の操作をする部分。

(ヘ) 作図機

作図機は記録面積 250×250 mm の X-Y レコーダでデータ処理機の出力により、航跡、Z 試験、スパイラル試験等を直接作図する部分。

装置の主要性能の目標を次のとおりとし、ほぼ満足する結果を得た。

有効距離	6 NM
距離精度	±30 m 以内
方位誤差	±0.2°

(2) 試験

装置は陸上で単体並びに総合調整試験を行った後、最大測定距離をも含めた総合試験を次の場所で行った。

- 第 1 回試験 静岡県三津浜
- 第 2 回試験 神奈川県江の島
- 第 3 回試験 東京湾館山沖

第 1 回試験は装置を陸上に設置し、トランスポンダを舟に積んで航跡を描かせた。

第 2 回試験は装置を陸上に設置し、正確に距離を測つた対岸にトランスポンダを置き、距離の絶対誤差を測定し、また、第 1 回と同様の試験を行った。

第 3 回試験は東京商船大学の汐路丸に装置を設置して実船試験を行い、Z 試験、旋回力試験および測定可能限界距離試験を代表して行った。Z 試験、旋回力試験とも満足するデータが得られ、また、測定可能限界距離試験では 16 Km まで可能なことを確認し、それ以上は打切つた。(未完)

9-3-2 比較試験

表 9-3 のうち、比較試験の範ちゆうに入ると思われる試験方法を次に示す。

1. Vシャルビー衝撃試験

Vシャルビー衝撃試験は、比較試験の範ちゆうに入るものであるが、簡便な試験方法であることおよび使用実績との相関等から 9-2-2 で紹介した例のように不安定破壊（脆性破壊）を防止する目的にも使えること理由で工業的に最も多く用いられている試験である。

これは、一般に図 9-24 および 9-25 に示す形状の試験片を切欠の反対側からハンマーで叩き破壊するに要するエネルギー（吸収エネルギー、kg-m または ft-lbs で

表わされる）を測定し、または、その破面を観察して延性またはせん断破面率（ductile fracture ratio または shear fracture ratio）あるいは破壊断面の変形状況（横収縮率または横膨出量； lateral expansion）を求めるものである。Vシャルビー衝撃試験を温度を変えて行ない、エネルギー遷移温度（ vT_{RE} ）、破面遷移温度（ vT_{RS} ）、横収縮遷移温度（ vT_{rp} ）等を求めることもできる。

LNG 船のタンク用材料（溶接含む）の規格としても 9%Ni 鋼等については Vシャルビー衝撃試験を行なうことが定められており、またその他の材料（アルミ等）についても Vシャルビー衝撃試験を行なうことがあるがこれらは、いずれも前述の比較試験としてのみ有効である。

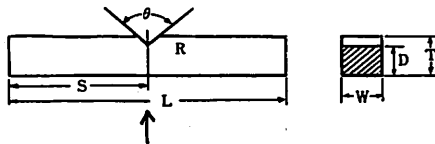
すなわち、Vシャルビー衝撃試験は、材料が瞬間的に破壊する危険性があるか否かを判定するためには、広く応用できるが、その有効な応用には限界があると考えられる。特に、アルミ、オーステナイトステンレス鋼等の面心立方格子金属では、Vシャルビー衝撃試験の結果の有効な利用は余り期待できない。

また、当然のことであるが、他の有効な破壊靱性試験との相関が得られないかぎり、Vシャルビー衝撃試験の結果は、破壊力学（9-2-3 ないし 4 等の理論）を適用する直接のデータとはならないことも留意する必要がある。

2. 各種シャルビー衝撃試験

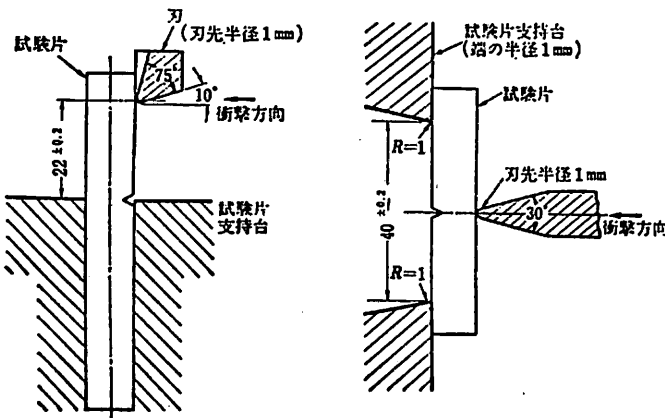
シャルビー衝撃試験は、前述の Vシャルビー衝撃試験のほか、次に示す試験があるが、試験機は同じであり、試験片も大差なくいずれも比較試験の範ちゆうに入るものであるが、切欠の形状、作成方法等が異なる。図 9-26 に JIS による試験片形状を示す。吸収エネルギー値は、やはり kg-m または ft-lbs で表わす。

Uシャルビー衝撃試験； 深さ 2mm または 5mm の U 切欠きの試験片を用いる。ASTM による 2.14% Ni 鋼、3.5% Ni 鋼等の規格ではこの試験（またはキーホールシャルビー衝撃試験；後述）による衝撃値が定められているが、LNG 船の低温用材料の試験には通常用いられない。



		寸 法		許 容 差
長	さ	L	55 mm	± 0.60 mm
幅		W	10 mm	± 0.11 mm
厚	さ	T	10 mm	± 0.11 mm
切欠きの角度		θ	45°	± 2°
切欠き下の断面の厚さ		D	8 mm	± 0.11 mm
切欠き半径		R	0.25 mm	± 0.025 mm
端面から切欠き中心までの距離		S	27.5 mm	± 0.42 mm
切欠き中心線と試験片の縦軸とのなす角		—	90°	± 2°

図 9-24 標準 Vシャルビー試験片 (NK 鋼船規則)



(a) アイゾッド衝撃試験 (b) シャルビー衝撃試験

図 9-25 衝撃試験 (JIS Z 2242)

* 日本海事協会船体部

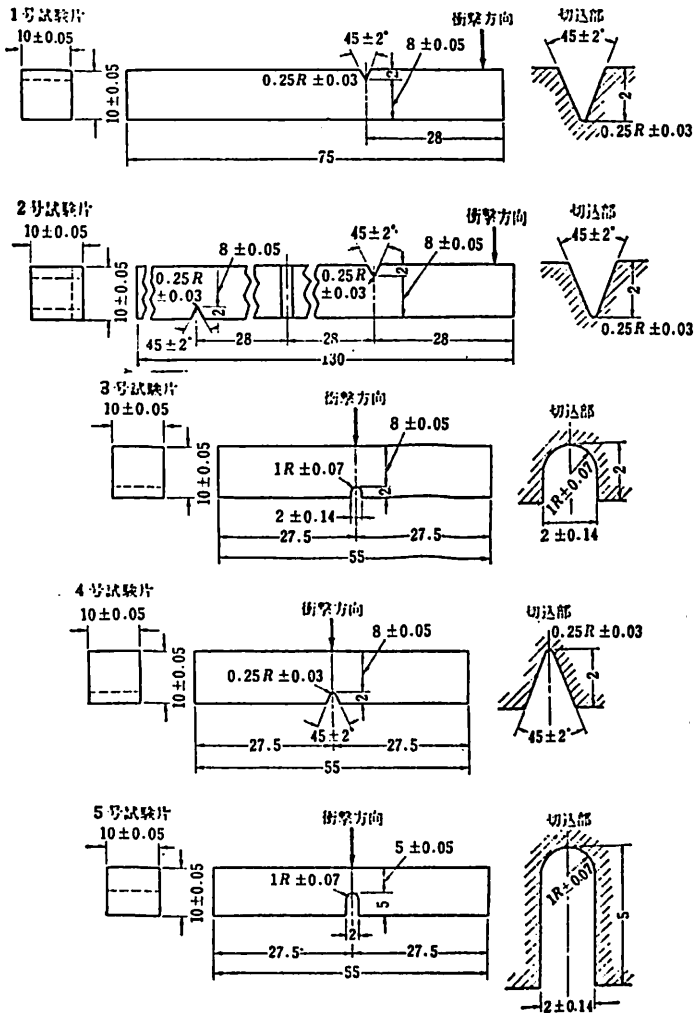


図 9-26 衝撃試験片 (1号, 2号; アイソット用
3号, 4号, 5号; シャルビー用)

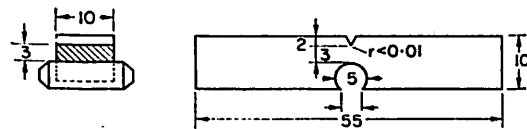


図 9-27 シュナットシャルビー試験片

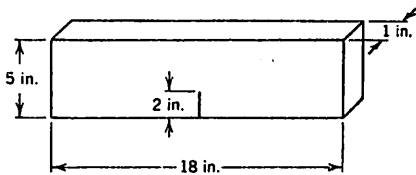


図 9-28 標準落重引裂試験片 (文献 15)

プレスノッチシャルビー衝撃試験; 双角 45° の先端の鋭利な双型 ($R \leq 0.02 \text{ mm}$) を試験片に圧入して深さ 2 mm の V 型切欠きをつけ前述 V シャルビー衝撃試験と同じ試験を行なうものである。プレスノッチシャルビー衝撃試験は、鋼材の脆性破壊の伝播 (停止) 特性を推定するのに有効といわれ、NK の船体用高張力鋼材、低温用鋼材等の規格を定めるのに用いられている (9-2-2, 文献 20 等参照)。LNG 船の低温用材料には、破壊特性との相関が明確にされていないこと、使用実績が少ないこと等の理由で余り用いられていない。

キーホールシャルビー衝撃試験; 深さ 5 mm のキーホール型切欠きの試験片により試験する方法である。(ASTM による 2.¼ Ni 鋼, 3.5 % Ni 鋼ではこの試験による規格値が定められているが、LNG 船の低温用材料の試験には余り用いられない。)

シュナットシャルビー衝撃試験; 通常図 9-27 に示したようなプレス切欠きの試験片の打撃部に硬鋼ピンを差し込んでシャルビーのような切欠き衝撃曲げ試験の圧縮効果を減少させ、試験片全体に引張り応力のみが生ずるようにした試験であるが、一般的には余り用いられていない。

3. アイソット衝撃試験

アイソット衝撃試験は、図 9-25 (a) に示すような試験で、やはり比較試験としての意味をもつものである。吸収エネルギー値は、kg-m または ft-lbs で表わされる。AISI のオーステナイトステンレス鋼規格では、アイソット衝撃試験の衝撃値が定められているが、LNG 船の低温用材料試験には、余り用いられていない。

4. 大型衝撃試験 (Dynamic Tear Test)

1ないし3に示した衝撃試験は、いずれも小型の衝撃試験であるが、この試験 (大型衝撃試験, 大型衝撃曲げ試験, 落重引裂き試験等ともいわゆる) は、厚板の試験片の衝撃試験を行なう目的で行なわれるものである。この試験は種々のものがあるが、原理的には、シャルビー衝撃試験と同じく、切欠き付きの試験片にハンマーによる曲げ衝撃を与えて、その吸収エネルギー (kg-m または ft-lbs) により材料の靱性を比較評価 (吸収エネルギーの比較, 遷移温度の比較等) または破面の観測等による比較評価するものである。

この試験方法は、大型であり、工業的には小型試験は

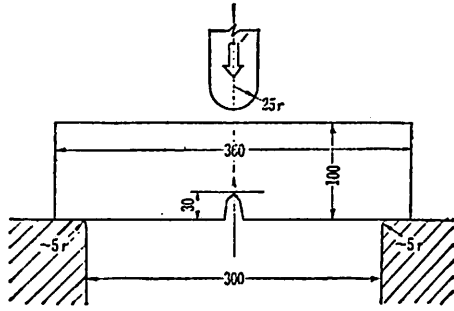


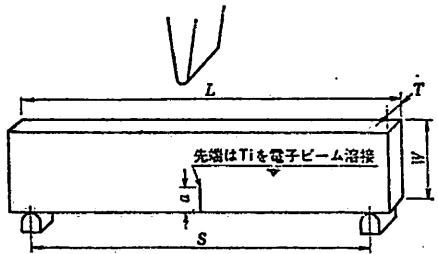
図 9-29 船研大型シャルピー衝撃曲げ試験 (文献 34)

ど簡便でないこと、および比較試験としての性格から、破壊力学を応用した設計に直接役立つデータが得られないこと等の理由により、アルミ合金等の試験結果はあるが、LNG 船の低温用材料としては余り用いられていない。しかし、厚板の影響を見るためには有効な試験であろう。

図 9-28 に Pellini により行なわれた大型衝撃曲げ試験である落重引裂試験 (Drop Weight Tear Test) の試験片寸法 (切欠きとして作用する脆化溶接部を有する) を示す。図 9-29 に船研で行なわれた大型衝撃曲げ試験を示す。また図 9-30 に各種鋼材に対しわが国で行なわれた Pellini の試験方法による落重引裂試験を示す。

5. 切欠き引裂き試験 (Tear Test)

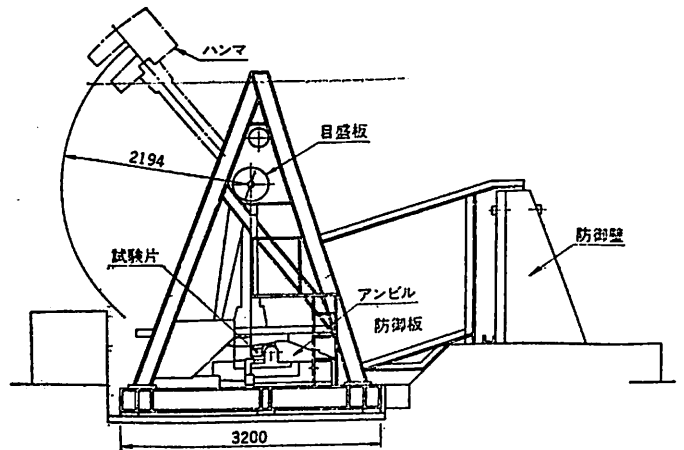
この試験は、アメリカ海軍で Kahn が始めたことから、Kahn Tear Test または Navy Tear Test ともいわれる試験方法である。図 9-28 に示すような板状切欠き付き試験片の上下の孔にピンを挿入し、これを引張つて引裂くものである。Kahn によつて行なわれた試験



(単位: cm)

試験片	長さ L	幅 W	厚さ T	スパン S	切欠き深さ a
25mm 厚	46.0	12.0	2.5	40.6	4.4
50mm 厚	71.0	20.3	5.0	66.0	7.6
76mm 厚	71.0	20.3	7.6	66.0	7.6

(a) 試験片



(b) 試験機

図 9-30 落重引裂試験片および試験機の例 (文献 42)

は、図 9-31 (a) のようなキーホール型の切欠きであるが、この切欠き形状を変えて行なわれている。図 9-31 (b) は、Alcoa 社でアルミ合金について行なわれた試験片形状である (文献 39)。

この試験では、破面の観測による破面遷移温度 (延性破面率 50% を用いる)、または試験片の破壊までの伝播エネルギー (kg-m, ft-lbs で表わし、荷重-変位曲線図を積分して求める。また単位伝播エネルギー (UPE) として kg-m/cm² または in-lbs/in² で表わし、荷重-変位曲線図を積分して図 9-31 の b×t で割つた値を用いることもある。) により材料の靱性を評価するものである。この試験は、割れのある材料の引裂き抵抗を表わすが、シャルピー衝撃試験と同じく、比較試験として用いられる。LNG 船用材料としては、アルミ合金等の靱性評価に採用されている試験方法である。なお、Alcoa 社で 5083-0 材の K_c 値推定のために行なつた試験としても有名であるが、これについては第 10 章で紹介する。

なお、一見、この試験とよく似ている試験に WOL 試験、DCB 試験等があるが、それらは、K_c 値、φ_c 値等を直接求める試験で、特性試験の範ちゆうに入り、ここで説明した切欠き引裂き試験 (Tear Test) とは、切欠き詳細が異なる、

6. 切欠き引張り試験 (Notch Tensile Test)

この試験は、小型の円周切欠き付きの双棒試験片または両側切欠き付きの板状試験片を引張る方法である。この試験結果は、次に示す切欠き感度係数で示される。

$$\left. \begin{aligned} \text{引張切欠き感度係数 } N_B &= \frac{\sigma_{\text{not}}}{\sigma_B} \\ \text{(Notch strength ratio)} & \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(9.29)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{降伏切欠き感度係数 } N_Y &= \frac{\sigma_{\text{not}}}{\sigma_Y} \\ \text{(Notch Yield ratio)} & \end{aligned} \right\}$$

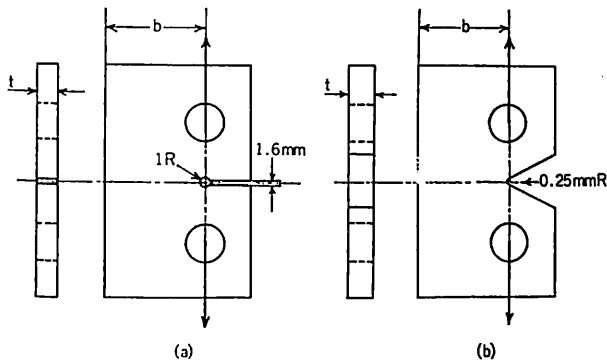


図 9-31 切欠き引裂き試験 (Tear Test)

σ_{not} = 切欠き試験片の破断応力

σ_B = 平滑試験片に対する破断応力

σ_Y = 平滑試験片に対する降伏応力

あるいは、試験片の破面観察により、延性破面率および破面遷移温度を求めることもできる。

この試験も V シャルビー衝撃試験等と同じく比較試験の範ちゆうであり、切欠き感度係数が大きい材料は小さい材料に比べて靱性があるという定性的な判断には使用することができる。LNG 船用材料では、丸棒試験片による試験が、アルミ合金材料の試験としてよく用いられている。

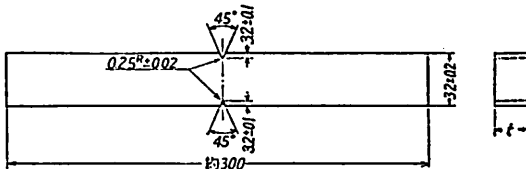
図 9-32 に切欠き引張り試験片の例を示す。このうち、(a) に示したものは、JIS Z 3171 に溶接材料の切欠き試験として規格化されている、両側切欠き付きの板状試験片で、英国の Tipper により開発されたことから、ティッパ試験 (Tipper Test) とも云われる。また (b) は、アルミ合金等に用いられている円周切欠き付きの丸棒試験片の例である。

7. 切欠き曲げ試験 (van der veen test)

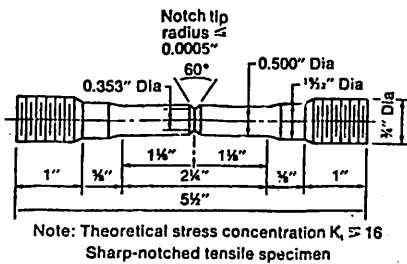
この試験は、JIS Z 3173 (溶接材料の切欠き曲げ試験) として規格化されているが、オランダの van der Veen により始められたもので、ファンデアビーン試験ともいわれる。この試験は、一般に図 9-30 に示す試験片 (深さ 3 mm のプレス V 切欠き付き) を曲げ破壊させて破面状態を調べ、破面遷移温度 (切欠き底部から延性破面の深さが 32 mm なる温度) を求めるものであるが、最大荷重時の試験片中央のたわみが、6 mm になる温度を延性遷移温度とすることもある。この試験も比較試験の 1 種と考えられる。

8. 溶接ビードの切欠き曲げ試験

この試験は、JIS Z 3162 (溶接ビードの切欠き曲げ試験) として規格されており、米国では Kinzel Test として鋼材の試験に用いられている。この試験は、図 9-34 に示すようにビード溶接した試験片の中央に V 切欠きをつけたものを曲げて最大荷重時または破断時の曲り角、吸収エネルギー、破面等を調べるもので、母材に対する溶接の影響および母材の靱性を比較調査することができる。したがって、この試験は、溶接の影響 (溶接部の延性) を調査する方法と

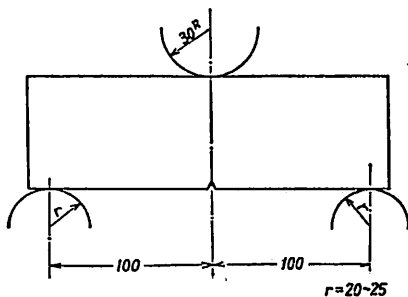


(a) JIS Z 3171 溶接材料の切欠き引張試験



(b) 円周切欠き付き丸棒試験片 (文献 39)

図 9-32 切欠き引張試験



(註) 切欠き部は刃角 45°, 先端半径 0.02 mm 以下の刃型を垂直に 3 ± 0.05 mm 圧入して作製する

図 9-33 切欠き曲げ試験 (JIS Z 3173)

考えられているが、母材の靱性試験（例えば溶接ビードの切欠き曲げ試験による破面遷移温度 T_{rs} 等）になるともいわれている。

なお、この試験に良く似た試験としてリーハイ試験（Lehigh Test）があるが、リーハイ試験を改良したものが溶接ビードの切欠き曲げ試験（Kinzel Test）である。

9. 溶接ビードの曲げ試験

JIS Z 3161（溶接ビードの曲げ試験）に規格化されている試験は、コマレル試験（Kommereell Bend Test）または、オーストリア試験（Austrian Test）といわれているものを修正して定められたもので、図 9-35 に示すような溶接ビードの縦曲げ試験であり、溶接部の延性を試験する方法として多く用いられている。この試験による曲げた試験片の溶接部の割れ発生の有無、割れ発生時の曲り角度、吸収エネルギー等は、溶接部の延性試験と考えられるが、破断時の曲り角度の遷移温度等は、溶接部または母材の靱性を比較評価する試験と考えられる。

（未完）

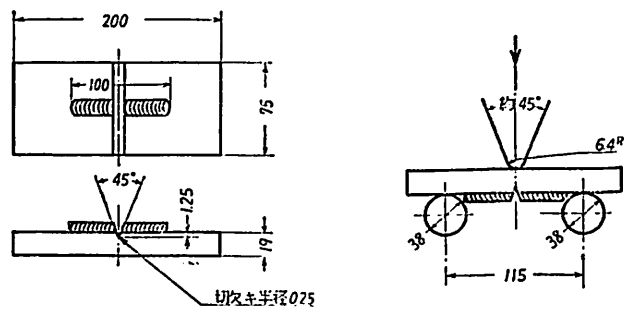
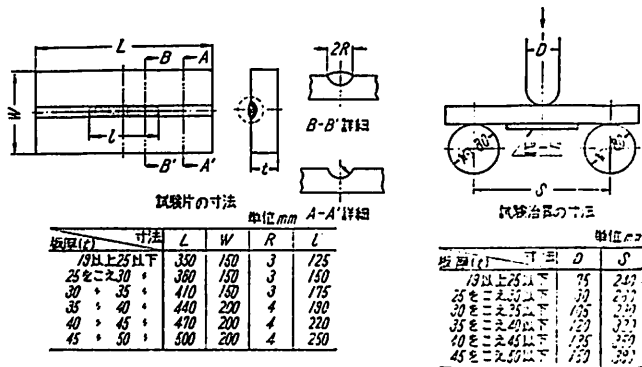


図 9-34 溶接ビードの切欠き曲げ試験



(a) 試験片 (b) 曲げ治具
図 9-35 溶接ビードの曲げ試験 (JIS Z 3161)

電子航法研究所衛星航法部長……………木村小一
東海海運局先任船舶検査官……………芹川伊佐男
(社)日本船舶品質管理協会技師 }……………土川義朗
(社)日本旅客船協会調査役 }

— 編 集 —

船用品便覧

(1974年版)

B5判 8ポイント横組 300頁函入上製本 定価5,500円 千140円

内容目次

- | | |
|-------------|--------------------|
| 第1章 総説 | 第7章 舷窓類 |
| 第2章 救命器具 | 第8章 錨、鎖、索 |
| 第3章 信号器具 | 第9章 航海器具、航海装置、無線装置 |
| 第4章 消防設備と器具 | 第10章 新製品、新技術、下ピック |
| 第5章 船燈 | 第11章 諸表 |
| 第6章 船口閉鎖器具 | 第12章 業務資料 |

東京都新宿区赤城下町50 天 然 社 振替東京79562番

1. まえがき

日立造船では、1,000 m³ 型 LNG 実験船を 49 年 6 月初め完成させ、ひき続いて諸実験を実施し、エチレン運搬船としての就航後継続実験を除いて無事終了したので、ここにその実験内容について紹介するものである。

当社では、近い将来の LNG 船時代に対処するため、45 年 10 月「LNG キャリア開発プロジェクト」を発足させて以来本格的に種々の開発を進めてきた。

本実験船は、建造技術が一応確立したのに伴い実船建造上、想定しうる問題点を事前に究明するために、大型 LNG 船への踏台として、

① 日立造船方式(方形独立タンク方式)

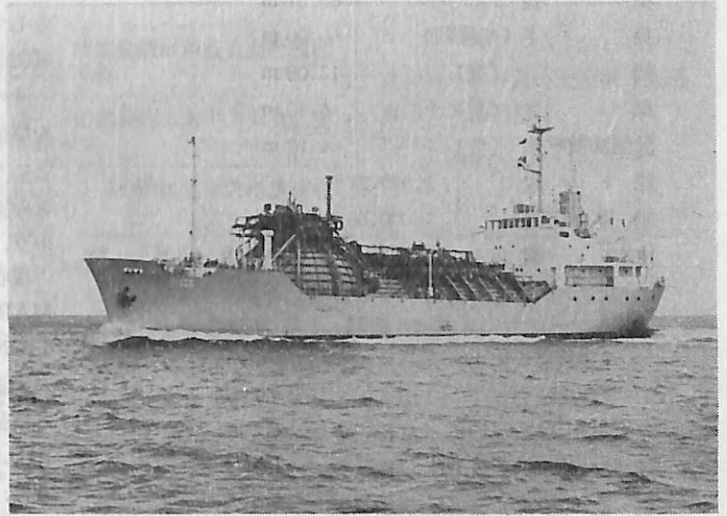
および日立造船シー・ビー・アイ方式(球形独立タンク方式)の両方式の安全性に対するさらにレベルの高い確認

② 建造方式に関する問題点の究明

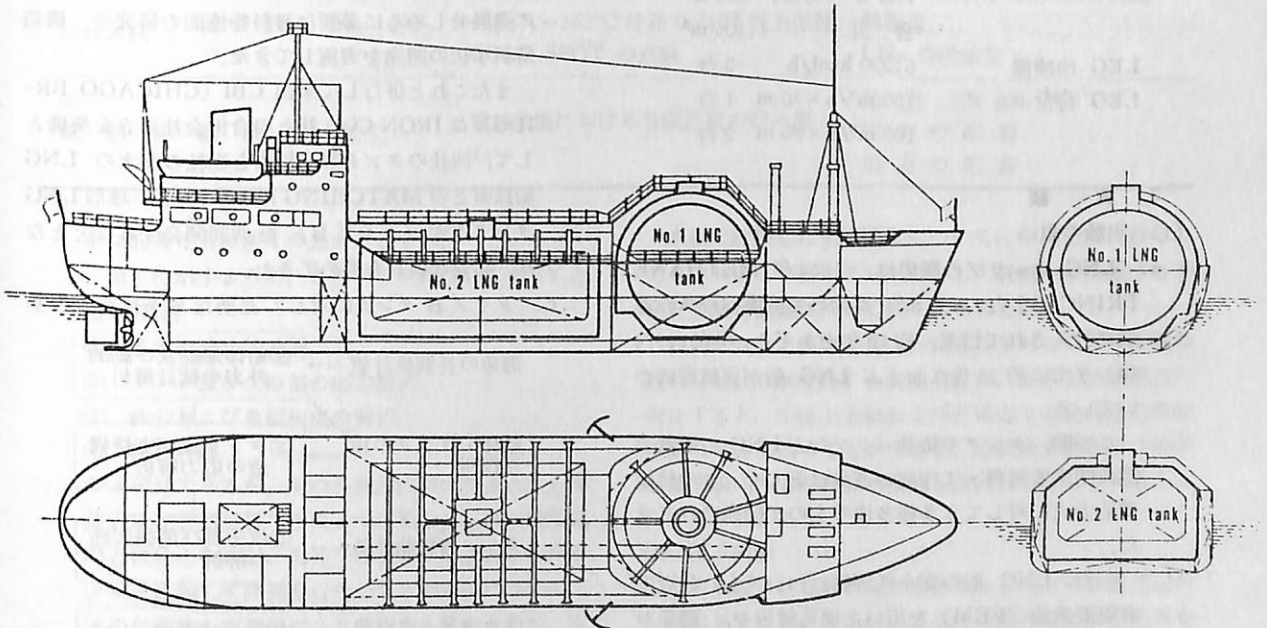
③ 工数原単位の高精度の把握

④ 工場全体の流れのチェック

等を目的として、建造されたものである。



LNG 実験船全景



(註) No. 1 tank: 球形タンク, No. 2 tank: 方形タンク

図1 LNG 実験船一般配置図

2. 本船の概要, 要目

本船は LNG 実験船として建造されたが, 液化エチレン運搬船として使用できるよう諸設備が施されている。

全長	65.51 m
長さ (垂線間)	60.00 m
幅 (型)	13.00 m
深さ (型)	6.50 m
計画満載吃水 (型)	4.10 m
総トン数	1,599.21 トン
載貨重量	1,000.85 t
主機	立単動 4 サイクルランクピ ストン, 逆転減速機付ディー ゼル機関 1 基

(連続最大出力) 1,300 ps×750/315 rpm

(常用出力) 1,105 ps×710/289 rpm

発電機 300 KVA (240 KW) 2 台

試運転最大速力 (LEG 満載状態) 12.267 ノット

航海速力 (LEG 満載状態, 常用出力, 15%
シーマージンにて) 11.3 ノット

船級 NK, NS*, MNS*

航行区域 遠洋

乗組員 20 名

LEG タンク容積 (常温にて)

No. 1 (球形) 412 m³

No. 2 (方形) 694 m³

合計 1,106 m³

LEG 冷凍機 6,220 kcal/h 5 台

LEG 荷役ポンプ 150 m³/h×70 m 1 台

100 m³/h×70 m 2 台

3. 実験

(1) 実験の狙い

a. LNG キャリアの歴史は, 1864 年 METHANE PRINCESS (27,400 m³) が始めて商業ベースの運航に投入されて以来, 約 10 年をかぞえ, 現在 (1974 年) までに約 20 隻におよぶ LNG 船が実航海についている。

この間, タンクや防熱バリアなど LNG の貯蔵装置に関する材料・工作面の進歩は著しく, この結果構造方式に対しても多種多様なものが開発されてきた。

一方, LNG 船の安全性評価についても, 最近の有限要素法 (FEM) を用いた構造解析や, 海象および波浪中の船体運動に対する統計解析の進歩に伴い, 順次相対的 (経験的) な評価から絶対的 (理論

的) なものに変貌をとげつつある。

当初はどちらかという実績・経験をベースとする “DESIGN BY RULE” という考え方によっていたが, 実情は超低温・爆発性という LNG の貨物としての物性に関する経験不足から, RULE 自体甚だしく具体性を欠いたものであった。

その後, 実績の集積と共に上記高精度の解析手法を駆使するいわゆる “DESIGN BY ANALYSIS” という考え方に移行しつつあり, LNG 船全体としての安全性は保持しつつ, 構造や装置の合理化をはかり, 経済性を向上させることを指向している。

現在 IMCO (INTERGOVERNMENTAL MARITIME CONSULTATIVE ORGANIZATION) の場において, LNG 船の国際的安全基準が審議されており, ほほ最終段階にあるが, タンク貯蔵装置の形式としては経験的な DEEP TANK RULE に準拠したタンク構造方式 “タイプ A” と共に, 以上の “DESIGN BY ANALYSIS” の PRINCIPLE によるタイプ B, C を容認し, それぞれのタイプに応じた二次バリアの要件を打出しているのは周知のとおりである。

b. 当社では, 先に EXXON 社との共同研究により 9% Ni 鋼製方形独立タンクによる日立方式を開発したが, これは上記タイプ A に属するものである。

ひき続きこの成果を基準として, さらにタイプ B に発展せしめるに必要な材料物性面の研究や, 構造解析手法の開発を実施してきた。

またこれと併行して米国 CBI (CHICAGO BRIDGE & IRON CO.) 社との合併会社設立を契機として, 同社のタンク製造技術と当社の従来の LNG 船技術との MATCHING により, 新しい球形 LNG タンク方式 (タイプ B) を共同開発することとなり, 必要な検討を進めてきた。

c. タイプ B タンクに対して必要な安全性評価の基

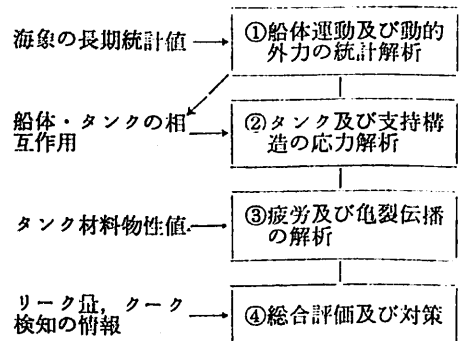


図1 LNG タンク安全性評価のフロー

表1 実験の概要

実験の種類		実験方法	計測項目
④ 陸上 実験	球形タンク	水位変化実験	タンク内水位を順次かえる
		サポート垂直変位実験	サポートに部分的に鉛直方向の強制変位を与える
		サポート水平負荷実験	サポートに部分的に水平方向負荷を与える
		EQUIP, WELL 負荷実験	WELL の TOP に鉛直方向負荷を加える
⑤ 水中 実験	方形タンク	ショック水平負荷実験	ショック間とジャッキ間で負荷する
		サポート垂直圧縮実験	サポートに上下方向に負荷
		サポート水平負荷実験	サポートに横方向に負荷
⑥ 係留中 実験		水張り試験	タンクに順次水を漲る
		傾斜試験	満タンの状態で船体傾斜
⑦ 航走実験	満載状態 75% 漲水 50% 空 船	航走中に満載または半載で計測する 八角航法 スロッシング効果	船体運動 圧力の応答 応力の応答
⑧ 冷却試験	冷却温度保持 ウォーミングアップ	液体窒素により冷却 -104°, -162°C 付近で 24 H 以上保持 COLD SPOT の点検	タンク・防熱・周囲部の温度 熱流束 LN ₂ の供給量
⑨ 就航後継続実験		就航状態における各統計量の積み重ね	船体運動 圧力の応答 応力の応答

本来的考え方は図1のとおりとする。

図1に示すように、このフローについて KEY となるのは、

- ① 外力の統計的把握
- ② タンク及び支持部の応力解析
- ③ 疲労および亀裂伝播の解析
- ④ 総合評価

の4項目であるが、その具体的内容は対象とする構造方式や使用材料などによつて異なり、画一的なものとはいえないが、当社では前記の形式および球形タンクに対して開発を行なってきた手法について、その信頼性を実測値により確認するというのが、本実験船で実施した実験の主眼目であつた。

(2) 実験の概要

本船で計画した実験項目について、引渡し前に終了したものおよび今後エチレン船として就航中に実施する予定の実験の概要について表1にまとめた。

前項において多少冗長にわたるのもかえりみず実験全般の PHILOSOPHY を説明したが、これを実験項目と対比すると、④陸上実験および⑥係留中実験は応力解析手法の確認に関するものであり、⑦航走実験および⑨就航後実験は外力の統計的把握を目的としたものであることが理解されよう。

④ 陸上実験

方形および球形タンク本体ならびに支持装置周辺の構造部分について予想される外力に対する構造応答を確認する目的で行なつた。

独立タンクとしてのタイプBに必要な応力解析とし

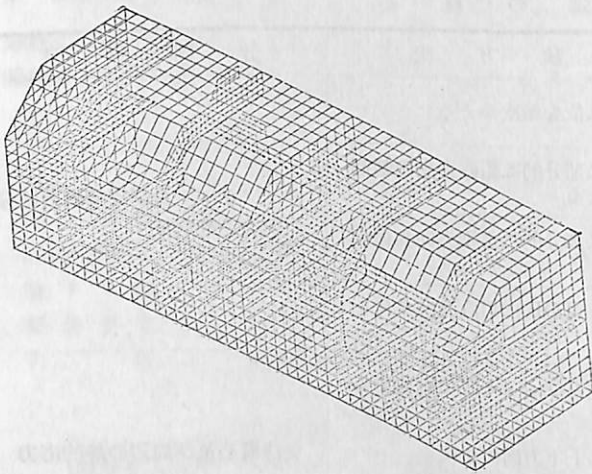
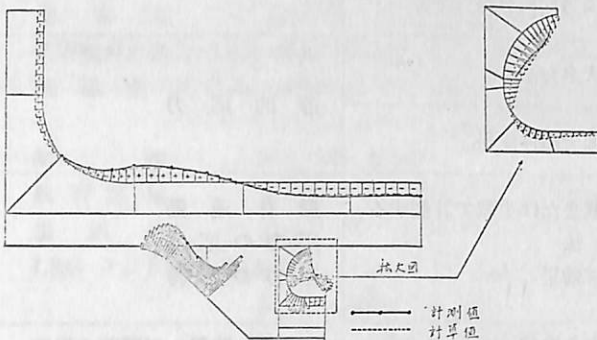


図2 GMA の MESH 分割例



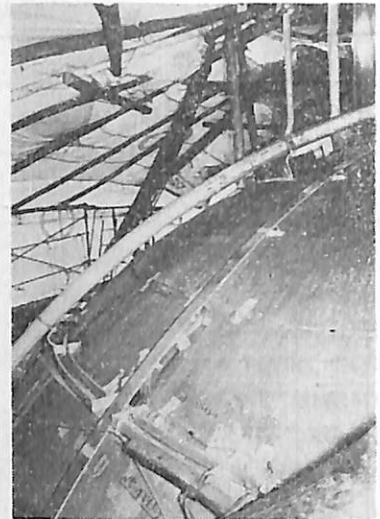
DIRECTION	STRESS	FIGURE	LOAD CASE= 1.	MAP-00
	SCALE STRUCTURE	245.10	STRESS	6.6774
	5-6.-7.-8.-9.-10.-11.-12.-13.-14.-15.-16.-17.-19.-20.-21.-22.			
	1 ***	1000 M*3 LNG TANK		**
	2 ***	STRENGTH CALCULATION OF BOTTOM CENTER LINE CHECK		**
	*** SNO.4451 1000 M*3 LNG CARRIER FEA-ANALYSIS ****			
	***** BOLT. TRNSG. RND. HOOD. STRESS BY MAP-LAN PGM 3/3 *****			

図3 LMA の結果と実測値の比較

ては、タンクの形状をとわず基本的には次のような流れで構造解析が行なわれている。

- ① タンク本体およびこれを納める船体の部分に対するマクロ的な構造解析 (SHIP/TANK 相互反力)
- ② ①の情報を入力としてタンク本体の全体的な構造解析 (COARSE MESH)
- ③ 問題となる LOCAL な部分についてさらにキメの細かい応力解析 (FINE-MESH)

もちろん、それぞれの具体的手法はタンク方式に左右され、たとえば①は支持構造の如何により異なり、また②についても膜応力を主対象とする球形タンクと、軸応力と曲げとの組合せによる方形タンクでは、当然内容的に差があり、その結果③の段階も個々の DESIGN で内容精疎が支配される。



球形タンク陸上実験

たとえば、当社の方形タンクの場合、上記①、②および③に対して GBA (GLOBAL BEAM ANALYSIS)、GMA (GLOBAL MEMBRANE ANALYSIS)

および LMA (LOCAL MEMBRANE ANALYSIS)

LSA (LOCAL SHELL ANALYSIS)

と称する解析手法の開発につとめ、また球形タンクについても CBI 社と共同して同様のものを開発している。

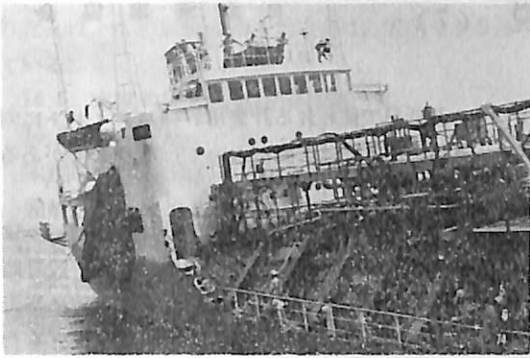
本実験は静的な状態で、内圧(液位および空気圧)を変え、支持部の反力に相当する荷重あるいは変位を与えて、各部の応力、変位を計測し、以上の解析法による計算値と比較したが、全般的にみて非常に良い一致をみせている。

④ 係留中実験

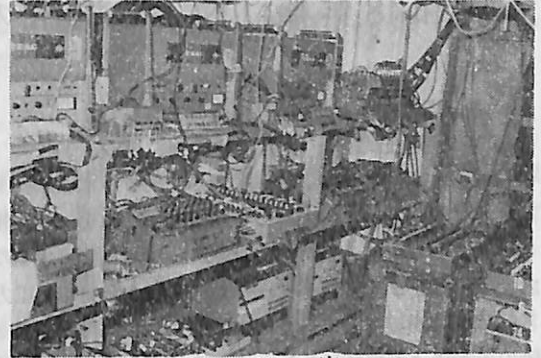
タンクを本船上に搭載据付後、荷重をかけた場合の静的な応力状態を把握するため、岸壁係留中にタンクに漲排水し、同時に船体傾斜を与えて、タンクおよび支持構造各部の応力や変位を計測した。

また起振機により強制振動を与え、タンクの載貨状態の固有振動数を調査した。この結果、船体の加工精度、載貨による船体のたわみ、あるいは船体傾斜によりタンクおよび支持部がどのような応力応答を示すかが定量的に把握できたほか、⑤航走実験に対する基礎データが明らかとなった。

⑤ 航走実験



係留中実験



計器室

波浪中を航走する場合の動的外力に対する各種応答の統計的処理の資料として、波浪海面下で載貨状態や波との出会い角度を考え、船体運動、タンクおよび船体各部の応力、変形などの同時計測を行なった。

またタンク中間液位に対するスロッシング現象を把握するため、液面計、圧力計などを用いて自由表面の変動・液圧変化を計測した。

本実験は5月中旬より約3週間にわたり、和歌山県紀州沖海面で実施されたが、どちらかという和海象の温和な季節のため期待するような動揺が起るかどうかが懸念されたが、幸いに台風の影響で後半は2~3mにおよぶ波高が記録され満足すべき計測データが得られた。

本実験について特集すべきことは、波高計、歪ゲージ、加速度計、圧力計など種類を異にする合計60 CHANNEL以上の計測対象に対して、その動的応答の同時記録を行なったことであり、これはこの種海上実験として画期的なものと考えられる。

これらの膨大な計測データは現在鏡意解析中であるが、(海象の統計的把握)→(船体運動)→(動的外力)の計算に対する有益なBACK DATAが得られるものと期待している。

㊦ 冷却試験



図4 No. 2 方形タンクの冷却曲線

本船に採用している防熱方式は、タンク形状により多少構造を異にしており、またタンクの応力、変形など実験計測の目的に沿うよう当初からタンク本体はベアとする建前であつたので、大型LNG船に採用する計画の設計から部分的に離れたものとなつている。

もちろん、本船の就航目的であるエチレン運搬船としては充分すぎる機能をもっているが、タンク冷却時の防熱効果や特に計算の困難な冷却中の過渡的な挙動や、周囲船体の温度推移などを確認する目的で液体窒素を用いて、タンクを -160°C 以下まで冷却した。

図4の温度カーブに示すとおり、初期の冷却効果を見るため、常温 $\sim -50^{\circ}\text{C}$ の間は冷却速度をかえてくりかえし、 -104°C (エチレン温度)および -162°C (LNG温度)付近でそれぞれ24時間以上のSTABILIZING TESTを行なつている。

冷却、保持および温度上昇期間中、総計200点におよぶ温度、透過熱量などの連続記録を行なうとともに、各部の低温変形を計測した。

またNK検査官の立会をお願いし、必要に応じCOLD SPOTの点検を行なったが、全般を通じ期待どおりの成績をおさめることができた。

㊦ 継続試験

タイプBタンクの安全性評価は、船令20年を仮定し、 10^8 の発現度を対象としている。

このため対象とする海域の長期海象予測を設定し、これに基づいて船体運動や外力の統計的解析処理が必要となる。

前記㊦航走実験では、短期海象を取扱つているが、

(100頁へつづく)

14.3 製造中の登録検査 (液化ガス諸設備)

14.3.1 耐圧試験

-2 に規定する管および管付着品に対する水圧試験圧力は、管の強度計算における材料の許容応力を、降伏強さの1.8分の1にとつているために、最高使用圧力の2.0倍とすることはできない。すなわち、最高使用圧力と設計圧力が接近している場合には、最高使用圧力の2倍の圧力によつて試験を行なうと降伏強さ(0.2%耐力)を超えることがあるので最高使用圧力の1.5倍とした。

なお、安弁からの排気管のように、大気に開口を有する管に対しては、最小試験圧力の考え方を適用する必要はない。

-4 の規定は、船用に据え付けるに先立つて気密試験を行なつた管または管付着品は、その後の工事によつて気密性能に影響がないと認められれば船内据え付け後の気密試験を省略することができることを明確にするため、試験の目的についても示している。たとえば両端にフランジを有する配管では陸上で気密試験を行ない、船に装備した後の気密試験は、フランジ部についてのみ施行し、管本体部の防熱工事を先行させることができる。

14.3.2 低温試験

超低温で使われる管付着品などは、常温において試験を行なつただけでは超低温での機能、性能を確実に把握できないことがある。

たとえば、低温用弁を常温で完全にすり合わせを行ない弁座漏れを完全に止めても、超低温に冷却した場合には弁座漏れ(低温漏れ)を生ずる。この低温漏れは、熱収縮、低温変態(オーステナイトからマルテンサイトに変態する)、不均一な冷却など、多くの原因が複雑に影響しているといわれているが、今日ではまだ低温漏れの機構は解明されていない。

したがつて、構造、使用材料、製造方法、工作精度などと関連して、超低温で使用される弁に対しては、低温漏れを確認するほか、しゅう動部の機能を調査するため低温において繰り返し作動試験を行なうことが考えられる。

ベローズ形可撓継手も、低温試験を必要と考えている。すなわち、ベローズの超低温における強度の衰付けとして、常温と超低温におけるS-N曲線の比較を行なう必要がある。また、ベローズ材質の低温変態の状況および変態があつた場合の機能におよぼす影響を調査する必要がある。

その他、超低温で使われる計装用各種エレメントに対しても、その性能試験は低温において行なう必要があると考える。

低温試験の方法および判定基準は、設計条件(バックアップシステムや配置など)によつて異なるが、設計時に想定される最低使用温度において行ない、判定に当たっては工作基準、品質管理規定および使用実績なども合わせて考慮する。

なお、低温試験は、プロトタイプテストで行なうこととし、各船ごとには抜き取りで試験の一部を行なう。

しかし、この低温における試験は、常温での試験を行なうことによつて低温での性能が推定できる場合には施行する必要はない。

14.3.5 荷役装置

-2 のポンプおよびガス圧縮機の陸上試運転に対する規定は、開発されてから日も浅く、発展途上にあると考えられるために信頼性を裏付ける資料が不十分であり、したがつて船に装備するに先立ち陸上において、これら機械の性能を確認しておく必要があると考えて定めたものである。

しかし、完全な船内設置後の負荷をかけて試験を行なうためには、設備や大量のLNGを入手することなど、多くの問題が予想されるので試験方法は製造者と協議して定めることとした。

14.3.6 再液化装置

規準14.3.5-2と同じ考え方である。

14.4 使用試験

14.4.1 貨物積載前使用試験

LNG船、低温式エチレン船等では、イナーテイング、クールダウン等を兼ねて貨物積荷前に少量の貨物、LN₂、N₂等を使用して試験を行なうことが多く、このような場合、本船引き渡し前のときは、製造中登録検査の一部として、本船引き渡し後のときは、臨時検査として当会検査員が立会することを規定したものである。なお、この試験は必ずしも単独では必要とせず、14.4.2の貨物積載試験と同時にを行なつてもよい。

14.4.2 貨物積載試験

この規定は、最初の積荷航(積荷役時、積荷航海時、揚荷役時)を対象としたもので、この積荷航中、各種の構造、装置に応じてそれぞれ適当な時期に計画性能確認のための試験を行なうことを定めたものである。将来、十分の就航実績がある同種構造方式の船の場合、低温

LPG 船と同様当会検査員立会による 14.4.1 の試験を行えば、この試験の検査員立会は、省略できると考えている。

14.5 定期的検査

14.5.1 一般

本規準では、通常の船舶部 (conventional part) が一般船と同一のカテゴリの設計建造となつている点から、貨物格納設備の検査とは無関係に、一般船舶と同じ定期的検査を行わねばならないことを考慮して、鋼船規則の定期的検査時に合わせて諸試験検査を行なうことを規定した。

しかし、超低温式液化ガスタンク船の通常船舶貨物が貨物格納設備に相応して設計されるようになれば、定期的検査の間隔・項目は、設計条件に見合つて弾力的に決定されることにならう。

14.5.2 試験検査方案

超低温式液化ガスタンク船の定期検査および中間検査は、構造方式が一定でないこと、および 14.1.1-2 の解説に述べた趣旨で、本条で定めたように、船主から提出され、当会の承認を受けた試験検査方案に従つて検査するという考え方が重要であり、一般船舶の定期的検査と異なる点である。したがつて、14.5.3 および 14.5.4 の規定は、一つの標準と考えてさしつかえない。

14.5.3 定期検査

-2(1)(a) のタンク内部検査は、一般に -1 の規定による航海中の記録等による前の調査結果を重視し、その結果タンクに特に異常が認められない場合、常設の足場、はしご等を利用して見得る範囲の内部検査を行なえばよいと考えている。もちろん、このような事前調査または簡易な内部検査の結果、検査員が必要と認めた場合は、足場等を設けて詳細な検査を行なうことがある。

-2(1)(d) によるタイプ C タンクの水圧試験に代わる同等な方法としては、次に示す非破壊検査および漏えい試験を考えている。

(a) 非破壊検査方法；磁粉探傷または染色浸透探傷検査

- (b) 非破壊検査対象 (球、円筒形タンク)；
 - 胴板 (殻)、鏡板および相互の溶接継手の内面
 - タンク支持部の溶接継手
 - ドーム、マンホール、管台およびタンク付着品のすみ肉溶接部の内面
 - 二重張り板のすみ肉溶接部

以上のうち、検査員が必要と認めた箇所

(c) 漏えい試験の方法、適当な圧力下で、窒素ガス等による。

-3 の諸設備の定期検査に対する考え方は、低温式 LPG 船と同じである (14.5.4(3), (4), (5) および (6) の中間検査も同じ)。

付録 A 低温用材料

本規準の付録 A で規定する材料は、 -10°C 以下の低温で使用される材料について規定した (ただし付録 A 第 1 章の低温用鋼材は、現行鋼船規則との関連で -50°C より低温で使用されるものについてのみ規定)。

今回、規定した諸材料は、IACS 案に規定されているものについて規定したが、これらのうち、わが国ではまだ実績がないもの、製造法が異なるものまた開発途上のものがある。

したがつて、今回の規準では IACS 案に掲げてあるものを JIS, ASTM 等を参考にして決めたが、今後これが規則に採り入れるまではわが国の実情に合うように、修正または、種類の追加等を規準第 6 章とともに検討していく方針である。

なお、今回、各種材料の規格を決めるのに当たつて IACS 案では種類とその最低使用温度および衝撃試験のみを規定しているため、化学成分等は、JIS, ASTM に準拠して規定し、衝撃試験は IACS (案) に合わせた (すなわち、最低使用温度より 5°C 低い温度で衝撃試験を行なう)。

低温用材料の規格を決めるうえで重要なのは、切り欠きじん性値であるが、規準では IACS 案に基づき V ノッチシャルピー衝撃試験を採用することにした。この試験方法は鋼材の切り欠きじん性を判定する手段として諸規格で採用されているが、バラツキがあることや大型の破壊試験との関連性などの点いろいろと批判されている。現段階ではほかに直ちに代わり得る工業的試験方法がないことなどから、この試験方法が採用されている。

しかし、切り欠きじん性はシャルピー試験だけで評価されるべきものでなく、化学成分、熱処理などの冶金学的な基準や、破壊じん性試験、き裂停止試験などの試験から得られるじん性値 (k_{IC} 値、 θ など) など総合的な見地から評価されるべきで、規則のシャルピー衝撃試験は品質管理的な意味において行なうことで了解されている。

今回の規準では第 4 章で二次防壁の省略に関連して破壊機構解析を行なうことになつており k_{IC} 値などの破壊じん性値を各種材料については握しておく必要がある。

次に、今回規定された各種材料の JIS または ASTM などで対応する材料規格を次に示す。なお、次に掲げるもの以外については当会で特別に規定したものである。

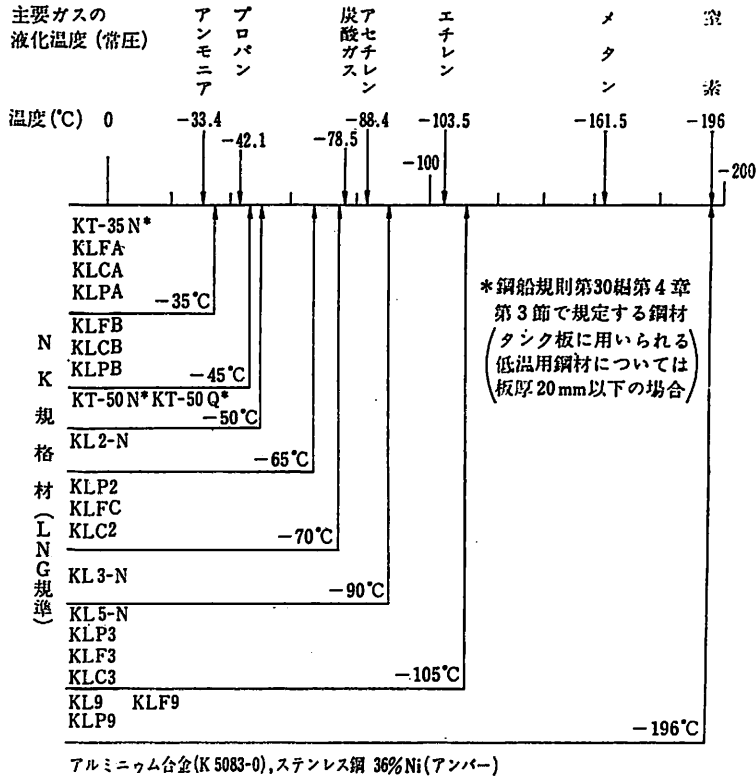


表 A-1 LNG 規準付録Aで規定する各材料の温度に対する使用区分

- | | |
|--|---|
| <p>(1) 低温用圧延鋼材</p> <p>KL 2 ASTM A 203</p> <p>KL 3 ◇</p> <p>KL 9-QT ASTM A 553</p> <p> -NN ◇ A 353</p> <p>(2) 低温用鍛鋼品</p> <p>KLFA.....ASTM A 350-LF₁</p> <p>KLFB.....◇ ◇ -LF₂</p> <p>KLFC.....◇ ◇ -LF₄</p> <p>KLF 3.....◇ ◇ -LF₃</p> <p>KLF 9.....ASTM A 522</p> <p>(3) 鋳鋼品</p> <p>KLCA.....JIS G 5152-SCPL 1</p> <p>KLCB.....◇ ◇ -SCPL 2</p> <p>KLC 2.....◇ ◇ -SCPL 21</p> <p>KLC 3.....◇ ◇ -SCPL 31</p> <p>(4) 低温用鋼管</p> <p>KLPB.....JIS G 3460 STPL 39</p> <p>KLP 2.....ASTM A 353 Grade 7</p> <p>KLP 3.....JIS G 3460 STPL 46</p> | <p>KLP 9.....ASTM Grade 8</p> <p>(5) ステンレス鋼材 (圧延材)</p> <p> JIS G 4306</p> <p>(6) ステンレス鍛鋼品</p> <p> ASTM A 473</p> <p>(7) ステンレス鋳鋼品</p> <p> JIS G 5121</p> <p>(8) ステンレス鋼管</p> <p> JIS G 3459</p> <p>(9) アルミニウム合金</p> <p> 板.....JIS H 4000 および ASTM B 209</p> <p> 押出形材.....JIS H 4000 および ASTM B 221</p> <p> これらの材料の最低使用温度を図 A-1 に示す。</p> <p> 次に、今回、主対象になる低温用鋼材およびアルミニウム合金について説明する。</p> <p> 第1章 低温用圧延鋼材 -</p> <p> A.1001 適用</p> <p> 本章に規定する以外の事項については、4の規定により鋼船規則第30編の規定に基づくことになっているが、次の事項については別途考慮する必要がある。</p> |
|--|---|

なお、表 1-1 は厚さが 50 mm 以下のものについて規定したものである。

(1) 板厚の許容差

板厚の負の許容差については、第 4 章の設計に関連してくるが現時点では、一般船体構造のように予備厚を含む場合は鋼船規則第 30 編第 4 章第 6 条どおりとし、これが考慮されていないものは -0.25 mm とする。またタイプ C では、加工後の負の許容差を認めないことにする方針である。

(2) 欠陥の補修

欠陥の補修については、鋼船規則第 30 編第 4 章第 5 条でグラインダ除去および溶接補修を規定しているが、グラインダ加工の場合、規則どおりでは欠陥を除去した場合の厚さに問題があるので、本章の材料については除去後の厚さが呼び厚の許容差内であれば認めることにしたい。

溶接補修については、原則として認めないことにしたい。

(3) 非破壊検査

現在、鋼材の製品検査における非破壊検査は特に明示していないが、本章の材料の製造に当たっては、将来超音波探傷法による検査を規則で明文化し、義務づけることにしたい。

A 1003 熱処理

本章で規定した熱処理は IACS 案に基づき規定したが、これ以外の熱処理については、A 1001 の 3 の規定により、その強度、使用温度は特別承認とする。

なお、KL 9 の冷間加工について、ASME, USCG では次式の算式から得られたひずみ量が 3% を越えた場合、応力除去焼鈍を行なうことになっており、当会もこれにならうことを考えている。

$$\text{ひずみ量}(\%) = \frac{65t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_0} \right)$$

t : 板厚

R_f : 最終加工後の半径

R_0 : 最初の半径 (平板では無限大)

A 1005 試験片の採取

1. に規定する鋼材ごとの意味は鋼船規則第 30 編第 4 章第 10 条による。

A 1007 衝撃試験

1. に規定する衝撃試験における吸収エネルギー値について、圧延方向と直角の場合の吸収エネルギーは、平行方向の $2/3$ 、個々の最小値はさらにそれらの $2/3$ を乗じて規定した。

衝撃試験において、合格するためには A 1005.4 で規

定するいずれかの方向のものについて、3 個の吸収エネルギーの平均値および 3 個の試験片の最小値は、表 1-1 に規定する値を満足しなければならない。

2. 表 1-2 の規定は IACS 案による。採取する鋼材の厚さ範囲は、鋼船規則第 30 編第 4 章第 5 節を適用してもさしつかえない。

また、試験幅で、表 1-2 に掲げるものの中のものとする場合、吸収エネルギーの乗数は補間法で求めた値を用いてさしつかえない。

A 1008 再試験

A 1008 で規定する再試験にも不合格の場合の処置については、鋼船規則第 30 編第 4 章第 14 条の 5 項以下の規定による。

2. に規定する衝撃試験の再試験方法は、鋼船規則第 39 編第 3 節 15 条の規定に準拠した。初回検査で不合格になり、再試験を行なえる事例は次の場合である。

(1) 3 個の平均値は規格値以上であるが、3 個の試験片のうち、1 個が個々の最小値未満のとき。

(2) 3 個とも個々の最小値以上であるが、平均値が規格値未満で、かつその 85% 以上ある場合。

第 9 章 溶接構造用アルミニウム合金

A 9101 適用

この規準は、板および押し出し形材について規定したが、管および鋳鍛品については今後規定する。

A 9102 製造法

ここで規定する当会の承認とは、圧延鋼材と同様、当会が立会する製品検査に先立ち、当会の製造法の承認を得ておかなければならないことを意味する (JIS の工場認定制度とは異なる)。

A 9104 熱処理

本章では、焼きなまし材 (O 材) について規定した。焼きなまし温度および保持時間については、造船所の仕様による。O 材以外のものについては、溶接性等を検討のうえ決めることにする。

A 9204 厚さの許容差

厚さの許容差については、ASME B 209 Table 5 に基づいて規定したい。ただし、タイプ C に使用される場合は加工後の負の許容差は原則として認めない。

A 9304 断面寸法の許容差

JIS H 4100 に準拠して規定する予定である。

付録 B 燃料用ボイルオフガス

第 1 章 総則

B 1100 適用

B 1101

この規定では、現在考えられている機関をできるだけ

除外しないでカバーすることとした。したがって、具体的に各種の機関が提案されたときには個々の問題として配慮を要する点もある。

ただし、負荷変動の幅およびひん度の大きい発電機用ディーゼル機関は、制御が困難であると考え、本規定から除外した。

ガスを燃料として使用する LNG 船を、M0 船として登録する希望が本規準の審議過程で表明された。

しかし、M0 船に対する当会の考え方は、「船舶の機関が、人間の監視のもとに運転されると同等以上の安全性が、自動化することによつて保持できることを確認したときに M0 の登録を行なう」ものとしている。

LNG 船の機関および関連装置について、発生するであろう事故の形態に未知な点がある現時点では、チェックポイントおよび事故予防のシステムを完全に確立することはできない。

したがって、今日 LNG 船に対して M0 規則を作ることは、労多くして、しかもある種のシナテムに限定してしまう可能性もあるので、時期早尚と考えている。

当会としては、ガスを燃料として使用する LNG 船の M0 を否定するものではなく、前向きの姿勢で取り組んでいるが、今日直ちに M0 登録を行なうことは適当でないと考えている（もちろん、ガスを燃料として使わない LNG 船に対しては M0 登録を行うことができる）。

実際に LNG 船の具体案が提案されれば、現行規則を基準にして個々の船の計測、制御装置などを検討し、運航実績によつて M0 船の登録を行なうことも考えられる。

B 1200 通 則

B 1202

機関は、B 1204 によつて燃料の切り換えや急激な負荷変動を行なつても円滑な運転を続けることができることが必要とされている。しかし、機関の特性を考慮して一般論的な規定とした。

B 1203

ガス専焼とした場合に、安定した燃焼を継続することが立証されるまでは、燃料油との二重燃料方式を採用することとした。ただし、ある種のガスタービン機関ではガス専焼で安定した運転が可能であろうとの意見があつたので例外規定を設けた。

したがって、ガス専焼ガスタービンのガス専焼を承認するに当たつては、想定される負荷範囲にわたつて安定燃焼が可能であることを確認する。

B 1205

本規定を満足するためには特別の考慮を払う必要があ

る。特に機関付着品からのガス漏れを防止するためには、付着品をケーシングで囲うとか、フードで覆うとかしなければならない。

これらのケーシングまたはフードは、その中に設けられた管または管付着品が破孔してガスが噴出しても、機関室内にガスが放出されない程度のタイトネスが必要である。

したがって、燃料に高圧ガスを必要とする機関の場合には、ガスの高圧力に見合ったタイトなケーシングを設けなければならない。

B 1207

液状の LNG は、気化することによつて約 600 倍のガス量になることと、機関室内に超低温管を配置するのは好ましくないので本規定を設けた。

B 1209

ボイルオフガスを燃料として使用するためのシステムは、一個所で監視すべきである。この監視場所は機関のコントロール室と限定する必要はない。

第 2 章 一般構造

B 2100 ガス調整装置

B 2102

ガス調整装置としてガス圧縮機および熱交換器を 2 組以上備える必要があるが、配管システムをすべて 2 組設ける必要はない。また、加熱媒体用熱交換器がある場合には、ガスを直接加熱する熱交換器だけを対象と考え、媒体用の予備装置は要求しない。

なお、「同一用途の機器は同時に故障しない」ことを前提に予備装置を考えることは、鋼船規則の考え方と同じである。

また、本文には「ただちに切換えて使用できる……」とあるが、自動切り換えは要求していない。

B 2107

ガス圧縮機を自動停止する条件は、本規定のほかにも機械自身の停止条件も合わせ考えなければならない。停止させる条件は、機械の形態によつても異なるが、たとえば潤滑油またはシールドガスの圧力低下や過回転などが考えられる。

B 2109

ガス圧縮機に対しては、過圧力だけでなく、サージングなどについても配慮する必要がある。

B 2200 管装置

B 2202

ガス供給管は外部からの損傷を考慮して、できる限り船側から離して配管する必要もある。

B 2203

ガス供給管用ダクト内に設ける排気式通風機は、付録 B 2302 に規定した予備装置を必要とする。また、付録 B 2402 によつて、ガス検知端を設け、ガス供給管の漏れを検知しなければならない。

不活性ガスを封入した二重管とする場合には、封入された不活性ガスの圧力を監視する必要がある。

なお、ダクトを、付録 B 1205 の規定によつて設けられる漏えいガス拡散防止のためのフード、またはケーシングに接続開口してもよい。

B 2204

関連装置に異常があつたとき、機関室内に設けられた装置にガスの供給を停止することは、安全上、非常に重要なことであるので自動的に作動する弁と、手動の止め弁を二重に設けることとした。

2(4)の規定は、ガス供給管が破孔した場合を考慮したものである。

なお、手動の止め弁は、ガスコントロール室に接近して設置した方がよいとの見方もあるが、ガスコントロール室での監視方法によつては常時監視しているとは限らないので、設置する場所は特に規定しない。

B 2205

流体がガスであるために、一つの止め弁で常に完全に止めることは弁座の異物かみ込みなどを考えると不安が残る。しかも、閉じた止め弁から漏れたガスが機関室内に流入することは絶対に避けなければならないので、二重閉鎖とし、2個の弁の間に大気放出弁を設けることとした。

この方法によつて、たとえ上流側の弁に多少の漏れがあつても、ガスは大気中に放出され、機関室には流入しない。

ここで、2個の危急しや断弁の間に大容積がある場合には、再度ガスを流すに先立つて大気放出弁から流入させて空気を不活性ガスで置換するなどの安全対策を要する。

B 2206

ガス供給管中に閉じ込められたガスが、火災などで高温にさらされて圧力が上昇して機関室に噴出することがないように規定した。したがつて、ガスの供給を止めたときには、ガス供給管を不活性ガスでバージするよう設備されている場合には、逃し弁を設ける必要はない。

B 2300 通風装置および換気

B 2302

換気用の通風装置は、ガスの漏えいがあつた場合にもメタンの爆発下限界以下のガス濃度に抑えるために安全上重要な設備と考え二重装備を規定した。

通風機の容量を算出するための換気すべき容積は、機関付きフードまたはケーシングと、これに接続されたダクトの容積を加えたものとする。

B 2400 ガス検知

B 2403

本規定は、原則論として要求しているもので、ガス検出端の数は機関の種類や構造によつて考慮されなければならない。

B 2404

ガス圧縮機や加熱器を設置したガス調整装置室は、最もガスの漏れる可能性が高い場所であると考えた。したがつて漏れたガスをより早く確実に検知するために、2個以上のガス検出端の設置を規定した。

B 2405

ガス検出の1サイクルを15分とした理由は特別なものではなく、規準 10.5.1-1 で規定したガス検出端を設けるべき場所のうち、ガスを燃料として使用するための装置に関連する個所だけを、一般的なタンクエリアより一段と短時間としたものである。

B 2406

B 2405 と同様に、一般的な場所での警報点より低濃度で警報するよう規定した。

第3章 ボイラ

B 3100 燃焼装置

ここでは、今日もつとも広く使われているワイドレンジのバーナを想定して規定したもので、本数制御型バーナを使用する場合には本付録と同等性を検討して、その使用の可否を判定する。

B 3101

パイロットバーナの大きさは、付録 B 6102 と関連させモデルテストによつて決める必要がある。

B 3102

1本のバーナに2個の火災検出器を設けることに對し専門委員会で多くの意見が述べられた。

すなわち、火災検出器を2個設けるスペースがないとか、火災のひん度との関係で検出が困難であろうというものであつた。しかし、ボイラの安全性に大きく影響するものであるとの考え方から、このような規定とした。

B 3103

機関入口に設ける逆火防止装置は、金網とは異なつた形態のものにする必要がある。

B 3105

バーナへのガス供給を止めたとき、バーナ内にガスが残留しないよう考慮して規定したものである。

B 3200 構造および設備

B 3202

ボイラケーシングの気密性に対しては、特別に考慮する必要がある。

第4章 ディーゼル機関

B 4100 構造および設備

B 4101

2サイクル・クロスヘッド型ディーゼル機関以外のディーゼル機関を使用することを禁止するものではない。

その他の型式の機関に対する安全性に関するデータが不足している現在、新技術が開発された時点でケースバイケースに処理するために規定を作らなかつたものである。

B 4103

予混合状態でシリンダに吸入されると、逆火の可能性が高くなるために、これを防止するよう規定した。

第5章 ガスタービン

B 5100 構造および設備

(93頁よりつづく)

さらに本船がエチレン運搬船として実航海に従事する間に、できるだけ長期の計測データを集積し、これらの統計処理の参考とする目的で、特に船主の御協力を得て、船体運動、圧力、応力などの自動記録を行なうこととしている。

4. あとがき

以上の如く本船は各種実験も無事終了し、所期の成果をあげ、LNG 実験船としての役割を十分果し、当社の

B 5101

ガスタービンは、船用としてはまだ実験段階にあり、今後どのような形態で実用されるか未知の要素が多い。したがって、細部にわたって規定することを避けたもので、実際に使用するに当たっては、ガスタービンの型式によつて、本章に規定する以外の要件も考慮する必要がある。

第6章 試験および検査

B 6100 製造中検査

B 6101

管および管付着品に対する水圧試験圧力を最高使用圧力の1.5倍とした。趣旨は規準 14.3.1-2 と同じである。

B 6102

試験方法は、ケースバイケースで処理するが、ボイラについては、バーナ単体のみで試験することも考えている。(完)

大型 LNG 船建造に多大の貢献をするものと思われる。

この実験が成功裡に終了したのは、日立造船 LNG 特別委員会において、寺沢先生・木原先生をはじめ、各大学や協会から斯界の権威方々を顧問にお願いし、ご指導を頂いたこと、また社内的には実験船部会における関係者の努力の結果によるものである。

なお、本船は49年10月、LEG 運搬船として、あかし汽船(株)に引渡され、共和産業海運(株)の運航により、“三井エチレン丸”として今後大いに活躍が期待されている。

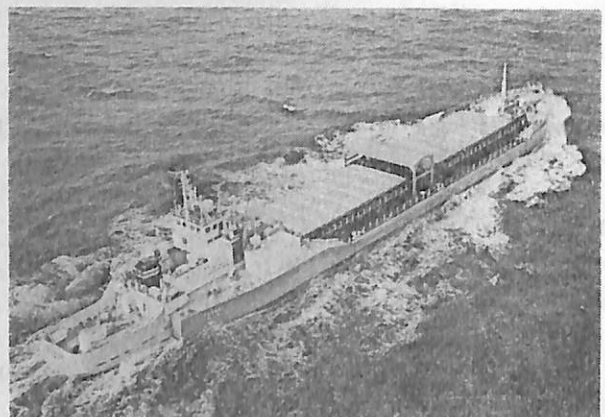
MITSUI-T.B.S. オーシャン ゴーイングバージライン

三井造船株式会社は TUG & BARGE SYSTEMS 社開発のオーシャンゴーイングバージラインの日本における独占特許実施権契約を結び、それに三井造船の know how を加えた MITSUI-T.B.S. BARGE LINE を開発し、その第1船団が(ブッシャー1隻バージ3隻)がはやくも完成、現在日本—東南アジア間に就航中であるが、本バージラインの最大の特徴は、在来のバージラインが果たせなかつた外洋区域での海上流通機構の合理化を可能にしたことであり、外洋航行に対する耐航性、安全性については、在来船と比較して何等遜色がない。

押船および解船 要 目

1. 3,200 PS 型 押船 “第一琉花丸”

全 長 : 30.50 M 長さ(垂線間) : 29.20 M
幅 (型) : 9.30 M 深さ(型) : 4.85 M
吃 水 : 3.75 M



主 機 関 : ディーゼル機関 1,600 PS×340 RPM 2基
連 結 速 力 : 10.93ノット 乗 組 員 : 15名

2. 5,200 DWT 型 解船 “TK 7,001”

全 長 : 90.00 M 幅 (型) : 17.00 M
深 さ (型) : 7.00 M 吃 水 : 5.40 M
載 貨 重 量 : 5,200 T

日本海事協会 造船状況資料

表1 昭和49年9月末現在の建造中および建造契約済の船舶総括表

	国内船				輸出船				
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計	
総 ト ン 数 別 内 訳	100～隻数	14	13	79	106	2		49	51
	499未満 総屯数	5,573	5,668	26,561	37,802	920		15,498	16,418
	500	8	11	7	26	10	6	27	43
	999	6,792	9,489	5,838	22,119	8,998	4,299	20,156	33,453
	1,000	10	5	1	16	3		17	20
	1,999	14,009	8,319	1,000	23,328	4,700		27,400	32,100
	2,000	13	7	3	23	8	1	3	12
	2,999	34,187	18,139	7,700	60,026	18,380	2,300	6,200	26,880
	3,000	51	7	2	60	77		4	81
	4,999	209,597	27,800	6,850	244,247	304,907		16,650	321,557
	5,000	47	11	11	69	72	5	2	79
	9,999	313,400	97,000	70,340	480,740	462,864	43,300	11,000	517,164
	10,000	18	11	3	32	101	18		119
	19,999	249,700	170,700	39,600	460,000	1,563,450	328,300		1,891,750
	20,000	12	12		24	77	30		107
	39,999	381,900	244,000		625,900	2,145,250	834,475		2,979,725
	40,000	2	6		8	13	119		132
	59,999	108,200	315,500		423,700	557,700	5,742,700		6,300,400
	60,000	8	26		34	13	88		101
	99,999	559,000	1,932,200		2,491,200	846,200	6,265,400		7,111,600
100,000		38		38		125		125	
149,999		4,692,200		4,692,700		15,763,900		15,763,900	
150,000						24		24	
199,999						1,578,000		4,578,000	
200,000～		4		4		20		20	
		856,000		856,000		1,157,000		4,157,000	
計	183	151	106	440	376	436	102	914	
	1,882,358	8,377,515	157,889	10,417,762	5,913,369	31,719,571	96,901	43,729,947	

表2 昭和49年1～9月中に竣工した船舶総括表

	国内船				輸出船			
	貨物船	油槽船	その他	計	貨物船	油槽船	その他	計
総 ト ン 数 別 内 訳	100～隻数	27	14	203	244		51	51
	499未満 総屯数	12,266	6,188	57,283	75,737		16,538	16,538
	500	9	27	11	47	9		14
	999	7,158	25,243	8,860	41,261	8,392		10,853
	1,000	4	13	10	27	2	1	3
	1,999	5,738	20,969	13,912	40,619	3,400	1,456	4,846
	2,000	10	8		18	1	1	2
	2,999	25,113	20,908		46,022	2,046	2,200	4,000
	3,000	9	5	4	18	40	1	1
	4,999	36,887	18,984	15,590	71,461	162,062	3,344	3,900
	5,000	14	1	2	17	36	4	2
	9,999	106,171	9,762	14,200	130,133	254,107	32,004	10,911
	10,000	8	2	3	13	59	6	65
	19,999	104,161	32,608	33,598	170,367	881,401	91,645	973,046
	20,000	9	3		12	27	6	33
	39,999	244,899	80,791		325,690	826,557	212,622	1,039,179
	40,000		2		2	1	14	15
	59,999		104,707		104,707	48,296	672,671	720,967
	60,000	1			1	5	16	21
	99,999	75,351			75,351	347,094	1,162,710	1,509,804
100,000		7		7		40	40	
149,999		908,536		908,536		4,889,047	4,889,047	
150,000								
199,999								
200,000～								
計	91	82	233	406	180	89	70	339
	617,744	1,228,697	143,443	1,989,884	2,533,355	7,067,699	46,232	9,647,286

表3 建造中船舶の建造工場別表

(昭和49年9月末現在)

工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数	工場名	隻数	総屯数
安藤鉄工	1	180	笠戸船渠	16	566,500	西造船	13	50,200
浅川造船	14	56,300	川崎神戸	14	841,000	西井船渠	9	21,736
深江造船	1	999	川崎坂出	24	3,597,800	大島船渠	6	21,398
福岡造船	9	61,200	警固屋船渠	1	2,400	大島造船	9	522,000
芸備造船	5	17,500	木村造船	1	199	大浦船渠	1	499
強力造船	3	947	岸上造船	3	5,979	岡山造船	3	11,970
伯方造船	2	3,249	岸本造船	9	43,900	尾道造船	19	632,950
函館ドック(函館)	20	1,430,400	高知重工	13	70,210	大阪造船	16	309,900
函館ドック(室蘭)	10	148,200	高知県造船	16	99,200	相模造船	3	586
波止浜造船	22	394,099	幸陽船渠	28	1,413,600	佐野安船渠	22	480,900
橋本造船(本社)	2	3,400	粟之浦ドック	5	20,598	佐野安(水島)	10	593,100
林兼・長崎	14	376,990	来島どっく(設止研)	9	51,100	山陽造船	6	4,299
林兼・下関	14	173,400	来島どっく(大西)	18	875,300	佐々木造船	9	6,092
林兼・横須賀	4	2,468	来島どっく(字和島)	9	39,570	佐世保重工	19	2,009,100
響灘ドック	1	450	共栄造船	1	199	しげ造船	1	999
檜垣造船	11	41,750	旭洋造船	6	21,798	四国ドック	7	23,650
光工業	2	920	前畑造船鉄工	2	505	下田船渠	7	29,940
日立有明	11	1,948,000	増井造船	2	479	新浜造船	12	41,000
日立因島	17	1,161,700	松浦鉄工	8	3,619	新日光造船(茗荷)	2	698
日立舞鶴	10	363,350	松浦造船	5	2,495	新山本造船	6	83,299
日立向島	12	156,400	三重造船	14	27,638	住友追浜	17	2,532,000
日立・堺	18	2,305,600	三保造船	35	43,045	住友浦賀	18	1,073,700
本田造船	8	17,218	三菱広島	23	1,485,000	太平工業	8	49,800
市川造船	6	4,640	三菱神戸	17	966,600	寺岡造船	6	6,229
今治造船(本社)	29	179,700	三菱長崎	46	6,498,500	東北造船	7	69,545
今治造船(丸島)	10	386,900	三菱下関	13	147,060	徳島造船	3	1,110
今井造船	6	36,800	三菱横浜	15	929,200	徳島造船産業	8	15,128
今村製作所	1	699	三井千葉	20	3,249,000	東和造船	24	12,016
今村造船	6	12,248	三井藤永田	17	303,400	常石造船	17	667,875
石井造船	2	1,640	三井玉野	22	1,338,300	宇部造船	1	4,350
石播相生	24	1,509,800	三浦造船	6	2,494	内田造船	5	2,687
石幡知多	11	1,375,200	三好造船	6	18,495	宇野造船鉄工	1	499
石播呉	22	3,350,000	向島造船	1	499	宇品造船	4	27,400
石播東京	19	415,700	村上秀造船	5	12,310	ウラ共同造船	2	479
石播横浜	11	1,261,000	内海(瀬戸田)	5	47,700	白杵鉄工(佐伯)	17	305,200
石川島化工機	9	11,250	内海(田熊)	2	3,700	白杵鉄工(白杵)	12	8,092
鹿児島ドック鉄工	10	39,470	中村造船(柳井)	2	1,998	宇和島造船	7	29,150
金川造船	3	640	なみかた造船	1	699	若松造船	1	440
金指造船(本社)	13	259,000	名村(伊万里)	8	470,000	渡辺造船	3	14,000
金指造船(貝島)	13	12,385	名村(大阪)	16	268,400	山中造船	2	1,398
金指造船(豊橋)	8	424,000	橋崎造船	20	113,854	山西造船	10	32,950
金輪船渠	5	61,500	新潟鉄工	12	13,180	横浜ヨット	4	990
金原造船	1	270	日本海重工	14	344,300	横浜船渠	6	4,200
神田造船	10	140,700	日鋼清水	17	365,100	吉浦造船	2	1,354
菅房造船	1	199	日鋼津	7	884,000			
かんれい造船	1	671	日鋼鶴見	23	1,101,700	総計	1,345	54,147,709

表 4 主機関の国内製造工場別表

(昭和49年9月末現在)

工場名	ディーゼル主機	
	台数	馬力
赤阪鉄工	128	536,800
ダイハツディーゼル	49	96,640
富士ディーゼル	20	38,800
阪神内燃機	95	278,650
日立因島	16	87,950
日立舞鶴	13	127,600
日立桜島	49	908,880
池貝鉄工	5	4,930
石川島相生	168	2,670,160
いすゞ自動車	4	1,120
伊藤鉄工	5	30,100
川崎神戸	9	1,192,800
神戸発動機	113	598,000
久保田鉄工	2	1,300
俱田鉄工	20	54,250
松井ディーゼル	1	1,300
松井鉄工	3	2,150
三菱神戸	89	1,732,750

三菱菱長崎	3	79,200
三菱菱横浜	27	412,910
三菱井玉野	97	1,855,150
新住嶋鉄工	105	176,800
住友玉島	78	1,514,850
住吉ディーゼル	2	1,300
宇部鉄工	9	93,200
ヤンマーディーゼル	25	21,950
合計	1,185	12,529,540

工場名	タービン主機	
	台数	馬力
日立桜島	29	1,096,000
石川島相生	4	148,700
石川島東京	52	1,926,300
いすゞ自動車	4	1,120
川崎神戸	29	1,131,500
三菱菱長崎	56	2,023,000
三菱菱東京	6	360,000
三菱井玉野	6	252,000
住友玉島	17	445,000
東洋タービン	8	324,000
合計	211	7,607,620

表 5 NK 船級船の総隻数および総トン数 (昭和49年9月末現在)

総トン数 以上・未満	NS*		NS		合計	
	隻数	総トン数	隻数	総トン数	隻数	総トン数
100	10	642	18	1,413	28	2,055
100 ~ 500	73	25,085	34	12,094	107	37,179
500 ~ 1,000	232	199,001	29	21,780	261	220,781
1,000 ~ 2,000	353	578,693	11	14,575	364	593,268
2,000 ~ 3,000	536	1,476,566	2	5,457	538	1,482,023
3,000 ~ 4,000	313	1,127,245	1	3,997	314	1,131,242
4,000 ~ 6,000	234	1,146,906	2	8,727	236	1,155,633
6,000 ~ 8,000	210	1,469,118	—	—	210	1,469,118
8,000 ~ 10,000	261	2,353,899	2	19,040	263	2,372,939
10,000 ~ 15,000	201	2,348,025	5	58,191	206	2,406,216
15,000 ~ 20,000	102	1,751,941	1	16,433	103	1,768,374
20,000 ~ 25,000	84	1,880,673	2	45,900	86	1,926,573
25,000 ~ 30,000	43	1,198,528	3	81,100	46	1,279,628
30,000 ~ 40,000	116	4,058,906	—	—	116	4,058,906
40,000 ~ 50,000	61	2,715,956	1	41,164	62	2,757,120
50,000 ~ 60,000	36	1,962,700	—	—	36	1,962,700
60,000 ~ 80,000	61	4,086,020	—	—	61	4,086,020
80,000 ~ 100,000	42	3,825,444	2	178,275	44	4,003,719
100,000 ~ 120,000	56	6,300,578	1	106,102	57	6,406,680
120,000 ~	28	3,649,378	—	—	28	3,649,378
合計	3,052	42,155,304	114	614,248	3,166	42,769,552
外国船	970	7,766,703	69	439,140	1,039	8,205,843

NKコーナー



機関関係損傷について

NKでは、機関関係の損傷を等級によって区分し、典型的な損傷を未然に防止する方法をとっている。損傷の等級は、船舶の航行に及ぼした被害の大きさについて評点して、次のように大別している。

- 1級損傷；船舶の航行を不能にしたもの
- 2級損傷；船舶を減力航行（ただし、7kt以上）の状態に陥れたもの
- 3級損傷；予備を持たない重要機器の損傷で、1級または2級損傷に進展する可能性があるもの
- 4級損傷；予備を持つ機器の3級損傷

最近の実績によると、1,2級損傷は、年間それぞれ7～8件および21～27件程度となっている。

1. 1級損傷

昨年生じた1級損傷の例を挙げると、次のとおり。

- (1) 主機のクランクピンボルトが折損し、連接棒が曲損していわゆる足出しの状況となり、自航不能となった。（主要部品の破壊損傷によるもの）
- (2) MCR回転数比0.67にある1節3.5次のねじり振動（付加応力振幅12kg/mm²）を回避せずに低出力で航行したため、スラスト軸のカラー付け根のすみ肉部からねじり疲労破壊した。（主要部品の破壊損傷）
- (3) 主機のカム軸駆動歯車列への注油管に異物が詰まり、油量が減少し、歯車軸の軸受けメタルが焼損し、軸心が不整となつて、クランク付き歯車、左列および右列の第1中間歯車の歯が欠損した。（信頼性工学の初期故障に分類されるもの）
- (4) 主発電機関がNo.1,2両機ともクランクピンメタルを焼損し、ブラックアウトによって自航不能となった。（並列機器システムにおいて、待機中の機器の整備が不十分）
- (5) 船齢21年の船舶の第1種プロペラ軸のグランドバックシンから激しく海水が浸入し、排出不能となり船体を放棄し、数日後沈没した。（高船齢船の船尾管軸受けの検査および保守に要注意）
- (6) 主機のシリンダブロックの古いき裂をメタロックによって補修してあつた部分から新しくき裂が進展し、この部分からの漏水が機関内部に入り潤滑油に混入したため、各軸受け部しゅう動面に激しい損傷

を生じ自航不能となつた。（高船齢船の検査および保守に要注意）

- (7) 主機 No. 1 ピストンをガジョンピンのサイドクリアランス未確認のまま復旧し、起動3分後に全力前進としたところ、No. 1 シリンダに噴射されていた多量の燃料油が燃え切らず、after burning, blow by を生じ、No. 1 クランクケース内に爆発が起こり、逃し弁が吹いて乗組員が火傷を負うとともに、機関を急停止した際に掃気室および掃気通路に火災を生じた。なお、この主機の No. 1 過給機のノズルは、カーボンスラッジによって、ほとんど閉そくしていた。（整備不良および乗組員の操縦技量未熟による）

- (8) 入港後投びようのため前後進発停を繰り返している間に、微速後進の指令によって両支機の燃料ハンドルを起動位置に置いて、起動ハンドルを操作したところ、両支機の起動空気元弁（FC 25 製）が破壊飛散した。このような事故はきわめて偶発的であり、再現性がないので、原因を正確には握ることは困難であるが、hot spot または shock によって、起動空気管内のミストがデトネーションを起こしたものである。（起動空気管にフレームアラスタを新設、起動空気弁の材質を鍛鋼に変更、起動空気管内の清掃などの対策を行なつた。なお、高過給機関の起動弁の取り付け位置、構造には注意を要する）

1級損傷に対しては、直ちに類形損傷の防止対策を講じるとともに、船主、造船所、機器製造者等の関係者にも適時通報している。

2. 2級損傷および主発電機関の損傷

2級損傷は、最近の3年間を通じて、ほぼ同一の水準を維持し余り変化がない。昨年の実績では、ここ数年皆無であつたタービン減速歯車の歯の折損事故が生じたことおよび前年から急増したボイラの焼損事故が減少していないことが目立っている。

主発電機関の損傷では、クランク軸に関係するものがほぼ同一水準であるのに対し、連接棒の折損、曲損（足出し事故）が昨年急増した。クランクピンボルトに対する予防保守（一定の使用時間で交換）の徹底を図ることが必要である。

NKの検査の目的は、損傷を軽微な状態で発見し、補修を行なつて重大損傷を未然に防止することと考えられる。損傷検出比（検査1件当たり損傷検出数）は、最近ほぼ一定して、年ごとにおおむね減少しており、また、1級および2級損傷総件数の比を求めると、それぞれ0.080～0.083%および0.23～0.29%となつており、このような数字から一応予防保守としての目的は達成されているといえる。

最近において、年間の損傷件数の多い機器を挙げると、各種ポンプ、2サイクル機関の燃焼室壁部材、ディーゼル機関の軸受け類が1,500件以上あり、これらに次いで、4サイクル機関の燃焼室壁部材、プロペラが700件前後、発電用ディーゼル機関の過給機が300～500件となつている。なお、年間の検査総数は、昨年度約5,000件であつた。

金子産業の新製品 丸胴液面計用緊急遮断弁

金子産業株式会社（東京都港区芝5-10-6）では、去る7月、1974年度の新製品として、「丸胴液面計用緊急遮断弁」の開発を発表した。

直視式の丸胴液面計は沸騰性流体の液面計測に使用されているが、流体の性質上この種液面計はできるだけ流体の通路を大きくとるために、溶接で直接取り付けであったので、これを容易に緊急遮断弁付に改造できるのが、本弁開発の目的である。すなわち、液面計のガラスが破損した場合は、内部の流体が急激に噴出して非常に危険な状態となり、特にエチレン系の可燃性流体ともなると、噴出した流体が周囲の空気と混じて濃度がある限度以上になると、僅かな着火源によつて引火爆発を起す大きな事故の発生になる。

このような事故を未然に防止するためには、ガラスが破損したり、あるいはパッキン部分などからの漏洩があつた場合に自動で流体の噴出を防止するために製作されたのが、丸胴液面計用緊急遮断弁である。本弁の主な特長と操作方法是次の通りである。

1. 液面計のガラス等が破損した場合、バルブに内蔵されている逆止弁（チェックバルブ）が作動して、自動で流体を止める。
2. 液面計の破損個所の修理が終ると、手動レバーで逆止弁を開にする。
3. 逆止弁が開になると、逆止弁の前後の圧力がバランスするので、その弁の位置は安定する。
4. 手動レバーは手を放すと、スプリングの力で元の位置に復帰する。仮に手動レバーが自動復帰しないと、逆止弁はいつまでも開の状態になつているので、破損事故を防止することができなくなる。

標準仕様

使用流体：エチレン C₁ および C₂ 液体等。

使用圧力：34 kg/cm²（最大）

流体温度：-160°C（最小）

耐圧試験：51 kg/cm²

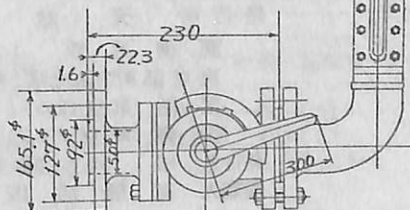
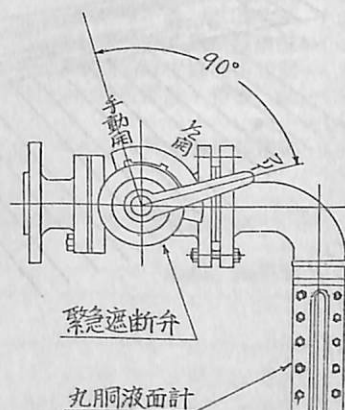
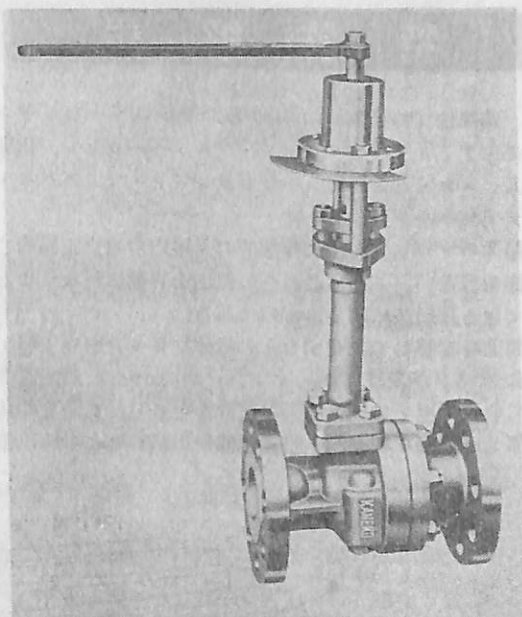
気密試験：38 kg/cm²

材質：SCS 13-F（ステンレス鋼）

口径：50A

フランジ規格：2^B ANSI 30 DRF 他各種

その他：本バルブは第2種高圧ガス用弁類試験、製造認定事業所（通産大臣認定番号 MA 32819・MB 32819）によつて作られたものである。同社の厳重な品質管理規定を満足したものである。なお本弁と丸胴液面計をセットしたのもも販売している。



特許解説

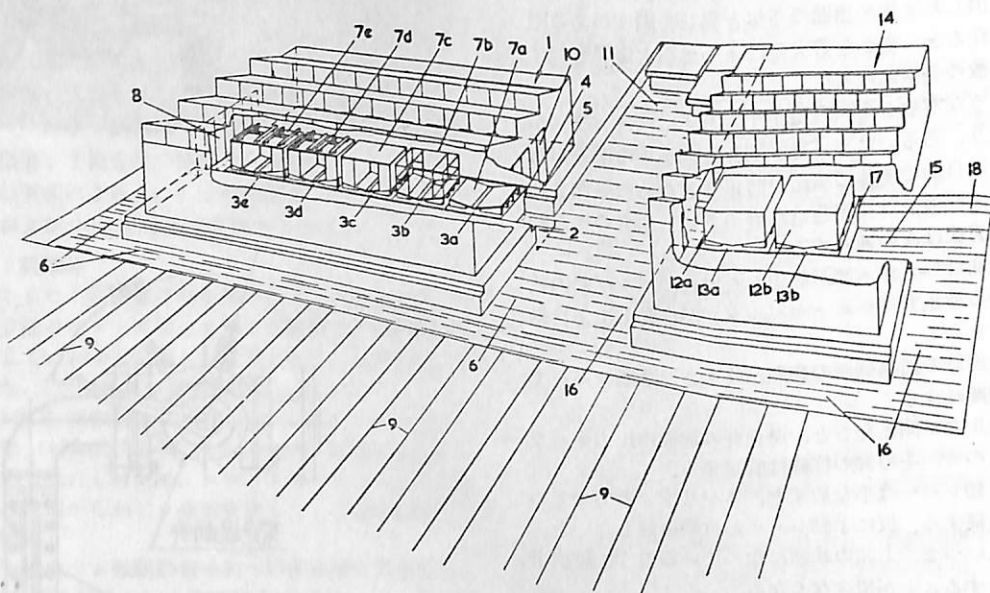
造船法〔特公昭49-33479号、発明者；ヘンドリック・アドリアーン・ヴァン・デル・ヘーヴェン、出願人；エス・ヴェー・コーニングレック・マッハベイ・デ・スヘルデ〕

船体のブロックを流れ作業的に、屋内の組立工場内で製作を行ない、さなな船台への搬送を容易に行なうことのできる造船法に関するものである。

図面を参照して説明すると、船体ブロック組立工場1内に水路2が設けられ、ポンツーン3a~3eが配置されている。ポンツーンは張出部分4を有し、水路2の切欠部5に支持される。水路2は他の水路6とともに、循

パイプ7dが、そしてポンツーン3e上ではブロックの塗装が行なわれる。完成されたブロック7eは、そのポンツーンの吃水を調整して、水路の切欠部5より浮上させ、出口8から搬出し、水路6に沿って移動させる。そして、船台9の所定位置において、ポンツーンから船台9上へ移され、船台でのブロックの接合位置へ移送される。空になったポンツーンは、水路6をさらに移動させ、ブロック組立場に戻される。上記のブロック組立ラインは、特に船体平行部のブロックのためのものであり、船首尾ブロックのように、その組立に長期間を要するものは、水路6に隣接している第2組立工場14の水路15を使用して製作される。

(特許庁審査 第3部 幸長保次郎)



環水路を形成している。船体ブロック組立工場1内のポンツーン3a~3e上で順次ブロックが建造される。すなわちポンツーン3a上では底板部7aが、ポンツーン3b上では縦隔壁、横隔壁7bが、ポンツーン3c上では外板、甲板7cが、ポンツーン3d上では各種

社告

弊社は12月10日をもって下記に移転いたします。
東京都中央区銀座5-11-13 ニュー東京ビル7階
電話(03)543-7793

株式会社 天然社

船舶 第47巻第12号

昭和49年12月12日発行
定価600円(送28円)

発行所 天然社
郵便番号 162
東京都新宿区赤城下町50
電話 東京(269)1908
振替 東京79562番
発行人 田岡健一
印刷人 高橋活版所

購読料

1冊 600円(送28円)
半年 3,400円(送料共)
1年 6,800円(ク)

以上の購読料の内、半年及び1年の予約料金は、直接本社に前金をもってお申込みの方に限ります

船 舶 第 47 卷 第 1 号 ~ 第 12 号 総 目 次

第 1 号

ロールオン・ロールオフ式ユニット貨物船“兵庫丸”	川崎重工業株式会社神戸工場造船設計部	(41)
LNG 船の新方式 IHI フラットタンクシステムの解説	石川島播磨重工業株式会社	(47)
LNG 実験船の概要	日立造船株式会社造船基本設部計	(58)
LNG 船(その3 貨物格納)(13)	恵美洋彦・曾根 紘	(62)
統計解析法による漁船々型の有効馬力算定式について	土屋 孟	(67)
2軸肥大船の主要目が推進性能におよぼす影響について	横尾幸一・川上善郎	(77)
波浪中における抵抗増加について	細田 龍介	(84)
非線型波の数値計算について	姫野 洋司	(87)
ドップラーナビゲーター(2) (NAVIGATION AND DOCKING SYSTEM)		
大阪商船三井船舶株式会社・三井造船株式会社・海上電機株式会社		(98)
[水槽試験資料 277] 肥大船の水槽試験例(3)—Lcb の影響	「船舶」編集室	(103)
NK コーナ		(107)
[製品紹介] 大型船舶用ドップラー・ソナー第1号機—旭交易が仏・トムソン—CSF 社から輸入		(108)
金子産業の新製品ミニ・12 PU シリーズ 防燥型三方・四方空気圧用電磁弁		(109)
光電製作所創立 26 周年記念製品展示会—コデデンエレクトロニクスショウ'73		(110)
東芝船用データローガーと船用機関部モニター (東芝船用電子機器新製品展示会)		(112)
業界ニュース		(114)
[特許解説] ☆大型海上構造物建造方法ならびに該方法と使用する器具 ☆船体拡張方法		(115)
☆二重殻式船舶巨大化工法		
遊星歯車装置で西ドイツ・ローマン社へ技術輸出 (石川島播磨重工)		(57)
LNG 船の第3船目の受註 (川崎重工業)		(61)
半浸水式ドリリングプラットフォームの技術導入 (三井造船)		(83)

第 2 号

改 2-900 トン型巡視船「だいおう」について	海上保安庁船舶技術課	(35)
運航者から見た超高速船について	黒川正典	(50)
超高速船の推進性能について	横尾 幸一	(56)
高出力中速ディーゼル機関 V 60 M—実船への搭載計画例	三井造船株式会社船舶技術部	(68)
日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について(1)	日本造船研究協会研究部	(76)
LNG 船(その3 貨物格納)(14)	恵美洋彦・曾根 紘	(84)
人工衛星利用の船位測定システム FAN-10 型の開発		(91)
N.S.M.B の紹介	極東マックグレゴリー株式会社技術部	(92)
[製品紹介] 竹中ピカ工業の新製品 水中燈シリーズ		(96)
理研計器の新製品 CO モニター		(97)
東京電気のタイマ標準 3 機類 国産ではじめてロイド船級協会の型式承認に合格		(98)
NK コーナ		(99)
[水槽試験資料 278] 長さ 150.0 m の高速貨物船の水槽試験例(7)	「船舶」編集室	(100)
業界ニュース		(104)
[特許解説] ☆水上浮構造物切断または接合用遮蔽ベルト装置		(105)
☆二重殻式船舶巨大化工法 ☆船舶建造装置		

第 3 号

古野電気製 MF-100 型ドップラ・ソナーシステム	箕原喜代美・中井 弘	(35)
JLN-1001 Pulse Doppler Sonar	富岡源一郎・奥野清則	(44)
ドブラソナーについて	清水良次	(51)
IHI ドップラーソナーの概要	石川島播磨重工業株式会社	(56)
ノズルプロベラの大型船への実用化について (DW 280,000 トンタンカー THORSAGA のノズルプロベラ)	三井造船株式会社・本社船舶技術部	(61)
三菱テレコントロールシステムの応用	三菱重工業株式会社船舶事業本部	(67)
昭和 48 年版 LNG 船基準の解説(1)	日本海事協会	(70)
LNG 船(その3 貨物格納)(15)	恵美洋彦・曾根 紘	(75)
日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について(2)	日本造船研究協会研究部	(84)
日本海事協会造船状況資料 (昭和 48 年 12 月末現在)		(93)
NK コーナ		(98)
[水槽試験資料 279] 肥大船の水槽試験例(4) (船尾形状の影響)	「船舶」編集室	(99)
[特許解説] ☆船舶建造法 ☆防水函体装置 ☆造船作業用装置		(105)
(読後感) 畑 賢二著「船の切手」	上野 喜一郎	(50)
荷油ポンプ, 自動浚油装置をラインシュタル社へ技術輸出 (石川島播磨重工)		(83)
横浜港大黒埠頭連絡橋鋼桁ブロック第 1 回架設 (三菱重工業)		(92)

第 4 号

載貨重量 14,300 トン型輸出貨物船“大城” DACHENG について……………日立造船株式会社…(35)

新型式高速船について (1) 半潜水船……………田中 拓…(44)

新型式高速船について (2) エアクッション船……………村尾 麟一…(53)

超高速船の機関について……………植田 靖夫…(60)

船用機関の国際シンポジウム (ISME TOKYO '73) を終えて……………小泉 盤夫…(68)

9,200 馬力タービン駆動ポンプ浚渫船菱洋丸……………三菱重工業株式会社船舶事業本部…(70)

世界初のイナートガス発生専用船イナートガス 1 号について……………三菱重工業株式会社船舶事業本部…(73)

日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について……………日本造船研究協会研究部…(77)

LNG 船 (その 3 貨物格納) (16)……………恵美洋玄・曾根 紘…(87)

LNL 船規準の解説 (2)……………日本海事協会…(92)

4 サイクル過給機付ディーゼル機関に適切なるバルブタイミングの改善考案について……………土屋 清…(101)

NK コーナー……………(103)

業界ニュース……………(104)

〔特許解説〕 ☆造船ドック ☆船体の洋上増深増長方法 ☆船体の洋上増深増長方法……………(105)

第 5 号

27 万トン型 VLCC “ジャパコンコスモス” について……………三井造船株式会社千葉造船所造船設計部…(41)

内部防熱方式 LPG 船について……………三菱重工業株式会社横浜造船所船舶設計部…(48)

浮遊式海洋構造物の係留に関する基礎的研究……………安藤 定雄…(53)

自己昇降式作業台“盤石”……………石川島播磨重工業株式会社海洋部…(61)

自己上昇式土木用海洋作業台“KAIKO SEP-A”の概要……………北田一秋・原田牧男…(69)

最新のアメリカの海洋関連施設……………芦野 民雄…(74)

日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について (4)……………日本造船研究協会研究部…(82)

LNG 船 (その 3 貨物格納) (17)……………恵美洋彦・曾根 紘…(90)

LNG 船規準の解説 (3)……………日本海事協会…(97)

スルザー LNG 再液化装置の概要……………スルザー・プラザース(日本)株式会社…(106)

〔製品紹介〕 古野電気の高音波手洗器“清潔”……………(107)

NK コーナー……………(108)

昭和 49 年度技術開発事業一覧表 (日本船用機器開発協会)……………(109)

業界ニュース……………(110)

〔特許解説〕 ☆浮揚構造物の建造方法 ☆大型船建造装置 ☆船体の洋上増幅方法……………(111)

第 6 号

OPEN BULKER “LOUIS L.D” について……………佐野安船渠株式会社船舶設計部…(35)

研究練習船“海鷹丸”……………三井造船株式会社藤永田造船所造船設計部総合課…(42)

海上保安庁特 23 メートル巡視艇「あきづき」について……………海上保安庁船舶技術部技術課…(51)

13 m 機動艇について……………土岐 正義…(60)

FRP 製モーターボート構造の問題点……………藤井 日出見…(65)

レーザーのはなし……………玉利 為 宇…(73)

2 段過給試験と UE-E 形機関の開発……………三菱重工業株式会社原動機事業本部原動機開発部…(78)

日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について (5)……………日本造船研究協会研究部…(84)

LNG 船 (その 3 貨物格納) (18)……………恵美洋彦・曾根 紘…(93)

昭和 48 年版船 LNG 規準の解説 (4)……………日本海事協会…(98)

〔製品紹介〕 古野電気 of 全天候性 5[cm 波レーダー FRI-85 型……………(104)

栗田ゴム発売のグリーンライン・テープ……………(105)

NK コーナー……………(106)

日本海事協会造船資料 (昭和 49 年 6 月末現在)……………(107)

業界ニュース……………(108)

〔特許解説〕 ☆水上浮揚構造物の建造方法 ☆水密扉を用いる防水函体装置
☆船舶の洋上改造方法……………(109)

新しい水中溶接技術 (三菱重工業)……………(83)

第 7 号

地質調査船「白嶺丸」について……………三菱重工工業株式会社下関造船所造船設計部…(35)

造船用応用プログラムについて……………服部幸英…(43)

船殻情報処理システム……………山元洋治郎…(52)

船舶設計における COMPUTER GRAPHICS の効用と限界
……………石川島播磨重工工業株式会社電算化企画室…(59)

グラフィックを利用した NC 切断システム……………吉良尹高・山本康人…(65)

川崎重工における船殻の NC 作画切断システム……………川口博・窪田八洲洋・岡田憲一・中尾次郎…(76)

LNG 船(その3 貨物格納)(19)……………恵美洋彦・曾根 紘…(88)

日本造船研究協会の昭和47年度研究業務について(6)……………日本造船研究協会研究部…(96)

三菱 402,000 DWT 新標準タンカー……………(103)

〔製品紹介〕 光電の船舶接岸速度計 SRD-101 型……………(104)

竹内ピカ工業, 水中灯の新規種をシリーズ化……………(105)

船舶用燃料弁の締付専用機「アサヒクランパー」……………(106)

NK コーナー……………(107)

業界ニュース……………(108)

〔特許解説〕 ☆ドックの中で船を建造するための装置 ☆ポンツーン制御方式……………(109)

世界最大の可変ピッチプロペラ完成(川崎重工)……………(76)

第 8 号

海上保安庁巡視船「びほろ」について……………日本鋼管株式会社・東北造船株式会社…(35)

旅客カーフェリー電気設備の基本設計……………岩井 励…(45)

EC 諸国の船舶電装の現状……………梶原 孝…(51)

船用防水形作業灯のプラスチック化について……………三信船舶電具株式会社・三信電具製造株式会社…(56)

船舶電気設備の国際標準規格に関する最近の動向……………栗原俊三…(62)

海上保安庁消防艇「ぬのびき」について……………横浜ヨット株式会社設計部…(69)

日本造船研究協会の昭和47年度研究業務について(7)……………日本造船研究協会研究部…(77)

LNG 船(その3 貨物格納)(20)……………恵美洋彦・曾根 紘…(85)

LNG 船規準解説(5)……………日本海事協会…(94)

〔製品紹介〕 古野電気, 新型 SSB 無線通信機 SGBI-1 型, SEBI-1 型, RCC-1 型……………(102)

山武ハウネル, 航海計器分野に進出……………(104)

協立電波, 外国籍船無線局の免許手続きおよび無線電報料金の精算業務開始……………(106)

NK コーナー……………(107)

業界ニュース……………(108)

〔特許解説〕 ☆タンク収容体内面加工法 ☆低温液化ガスタンカーの建造法……………(109)

補助推進器付半潜水型海洋掘削装置第三白竜……………(50)

52人乗りホーパークラフト MV-PP5 型エンゼル3号竣工……………(68)

第 9 号

LPG CARRIER 徳邦丸……………三井造船株式会社玉野造船所造船設計部…(35)

宇高連絡船「讃岐丸」について……………日立造船株式会社・内海造船株式会社…(40)

昭和48年度漁船建造の動向……………中村伊三郎…(50)

最近のえびトロール漁船について……………津谷 俊人…(61)

3000トン級トロール第73あけぼの丸の性能について……………日魯漁業株式会社海上施設部…(73)

静岡県立焼津水産高校遠洋漁業実習船「富士丸」……………神代 顕明…(81)

LPG 船(その4 材料, 溶接および破壊力学)(1)……………恵美洋彦・伊東利成…(89)

〔製品紹介〕 スタンチューブのシール材について(日本ダッシファイバース株式会社)……………(98)

仏 BEN 社開発の電子磁式ペンログ(旭交易が本格的販売活動開始)……………(100)

金子産業の新製品 M235C・防爆型酸素用二方電磁弁……………(101)

NK コーナー……………(102)

日本海事協会造船状況資料(昭和49年6月末)……………(103)

業界ニュース……………(104)

〔特許解説〕 ☆水上浮揚構造物の建造方法(三菱) ☆水上浮揚構造物の建造方法(IHI)
☆低温液化ガスタンカーおよびその建造方法(ブリダストン液化ガス)……………(104)

三菱, LPG タンクの溶接部検査用超音波探傷装置の開発……………(39)

IHI, 多目的貨物船「フリーダム」100隻目受注……………(49)

日立 B&W ディーゼル機関の生産600万馬力達成……………(49)

第 10 号

旅客船“ISLA DE LA JUVENTUD”について……………株式会社新潟鉄工所造船事業部設計室…(35)

最近の艦艇の電子装備について……………高橋 恵…(42)

護衛艦蒸気タービンプラント自動化の現状……………難波 清史…(55)

艦艇にとりこめた汚物処理装置について……………佐々木 利人…(62)

〔海外文献〕 有限要素法によるタンク内構造の自動振動および強制振動の解析……………(72)

日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について (8)……………日本造船研究協会研究部…(85)

LNG 船 (その 4 材料, 溶接および破壊力学) (2)……………恵美洋彦・伊東利成…(93)

〔製品紹介〕 津田沼工業, 静油圧無断変速機の製作販売を開始……………(101)

 横河電機の新製品, ユニバーサル X-Y レコーダ“テクニコーダ X”……………(102)

NK コーナー……………(103)

業界ニュース……………(104)

〔特許解説〕 ☆ポール進水法における保距具の取扱法 ☆船体の増深改造法
 ☆低温液化ガス輸送船の分割建造方法……………(105)

 たかね (中型掃海艇) 竣工 (日本艦管)……………(54)

 推進用プロペラ着脱装置の完成 (三菱重工業)……………(71)

 機関部タービンプラントの総合自動化シミュレータ完成 (日立造船)……………(91)

第 11 号

ザンジバル向 4,000 総トン型「MAPINDUZI」貨客船について
……………株式会社新潟鉄工所造船工場設計室…(35)

全天候型救命艇およびその降下装置の研究……………財団法人日本造船技術センター…(42)

箱型浮体の抵抗試験……………池 淵 義 昭…(55)

小型船舶用 3 翼プロペラの設計図表について……………菅 野 博 志…(63)

日本船用機器開発協会の昭和 48 年度開発事業について (1)……………日本船用機器開発協会…(74)

LNG 船 (その 4 材料, 溶接, 破壊力学) (3)……………恵美洋彦・伊東利成…(81)

昭和 48 年 LNG 船規準の解説 (6)……………日本海事協会…(87)

日本造船研究協会の昭和 47 年度研究業務について (9)……………日本造船研究協会研究部…(94)

三菱シミュレーターシステム……………三菱重工業株式会社船舶事業本部…(71)

NK コーナー……………(100)

〔製品紹介〕 IBM 船用/航海システム装備第一船横浜入港……………(101)

 山武ハネウエル, 航海計器の新製品発表展示会……………(102)

昭和 49 年度上半期造船工事状況 (船舶局)……………(104)

〔特許解説〕 ☆浮揚構造物の建造装置 ☆船舶の建造方法 ☆船舶浮上接合用具……………(105)

 ホーバークラフト MP-PP 5 型“赤とんぼ”竣工 (三井造船)……………(41)

 ネオブレン製脱出シューター……………(55)

 磁気探知に FRP 船“あがの”竣工 (石川島播磨重工業)……………(80)

 ジャッキアップ式海底油田掘削装置受註 (日立造船, 東洋海洋開発)……………(86)

第 12 号

BP TANKER 社向け 27 万トンタンカー“BRITISH RESPECT”について
……………川崎重工業株式会社坂出事業部造船設計部…(35)

LNG 船の衝突による災害の予測……………長 沢 準…(42)

船体構造の塑性強度に関する展望……………山口 勇・長 沢 準…(49)

〔海外文献〕 船の推進機関と機関室の静的動的計算システム……………(62)

日本船用機器開発協会の昭和 48 年度開発事業について (2)……………(財) 日本船用機器開発協会…(76)

LNG 船 (その 4 材料, 溶接および破壊力学) (4)……………恵美洋彦・伊東利成…(84)

日立 LNG 実験船……………日立造船株式会社…(89)

昭和 48 年度版 LNG 船規準の解説 (7)……………日本海事協会…(94)

日本海事協会の造船状況資料 (49 年 9 月末)……………(101)

NK コーナー……………(104)

〔製品紹介〕 金子産業の新製品 丸胴液面計用緊急遮断弁……………(105)

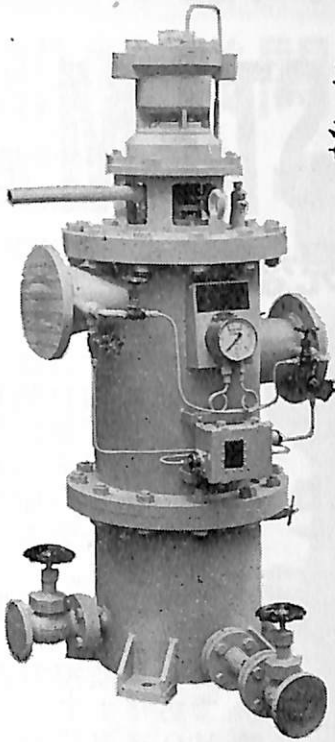
〔特許解説〕 ☆造船法……………(106)

 “船舶”第 47 巻 1~12 号 (昭和 49 年 1 月~12 月号) 総目次……………(107)

 三菱重工業の明石・神戸の研究設備, 高砂地区へ集約……………(61)

 日本海事協会創立 75 周年を迎へ……………(88)

 MITSUI-T.B.S. オーシャンゴイングパージライン……………(100)



「ケーワン」ストレーナー」

スラッジ完全分離

油圧駆動方式完全自動逆洗型 ノッチワイヤー式油汙過機

1. 非常に小型となりました。
2. 非常に安価となりました。
3. 汙過機サイドでスラッジを油から完全分離を致します。
(原液ロス“0”)
4. 油圧駆動により動力源を不要としました。

品 神奈川機器工業株式会社

本社・工場 横浜市磯子区岡村町笹堀 1 1 6 8
TEL (045) 7 6 1 - 0 3 5 1 (代表)



日本図書館協会選定図書



1 隻 1 冊 必 備 の 書

監修 東京商船大学名誉教授 浅井 栄 資
東京商船大学学長 横 田 利 雄

航 海 辞 典

A 5 判 850 頁 布クロス装函入 定価 6,500 円 千 120 円

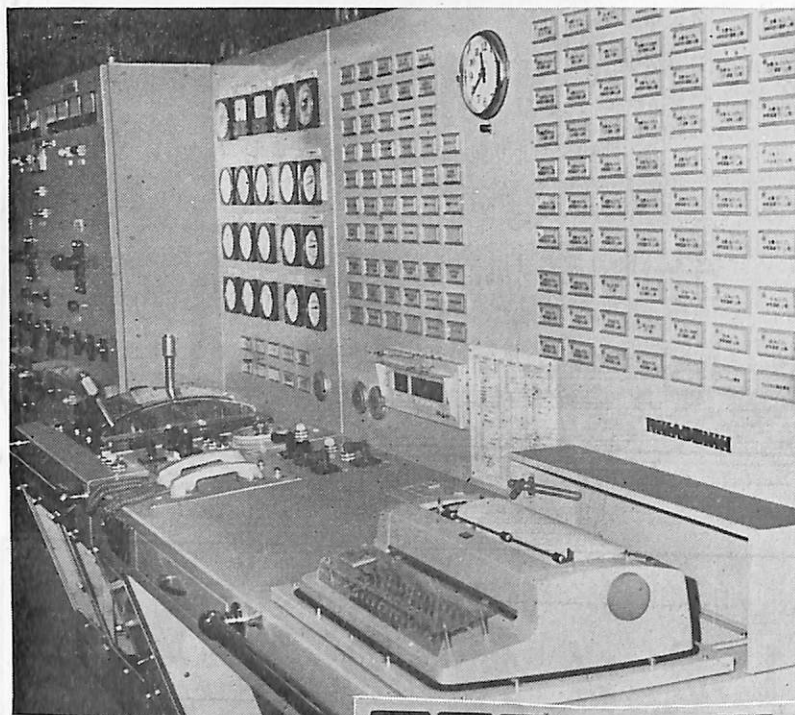
- 解説項目 1,112 項, 参照項目 5,308 項, 挿入図 400 余個, 挿入表 95 個。
- 口絵・付録: 天測曆, 基本雲形, 海図図式, 世界主要航路地図(色刷), 航海技術年表, 文字旗, 世界煙突マーク(アート紙色刷) 他
- 地文航法, 天文航法, 電波航法の理論はもちろん, 船のぎ装, 整備, 操船, 載貨を具体的に取上げる等運転上のあらゆる場合に対処し得る項目が採録されている。
- 執筆は東京商船大学, 神戸商船大学, 航海訓練所, 海技大学の教官(41名)がこれにあたり, まさに最高の権威者を揃えた執筆陣といえよう。

東京都新宿区赤城下町 50 天 然 社 振替東京 7 9 5 6 2 番

船舶自動化(MO)を推進する

ZERO SCAN SYSTEM[®]

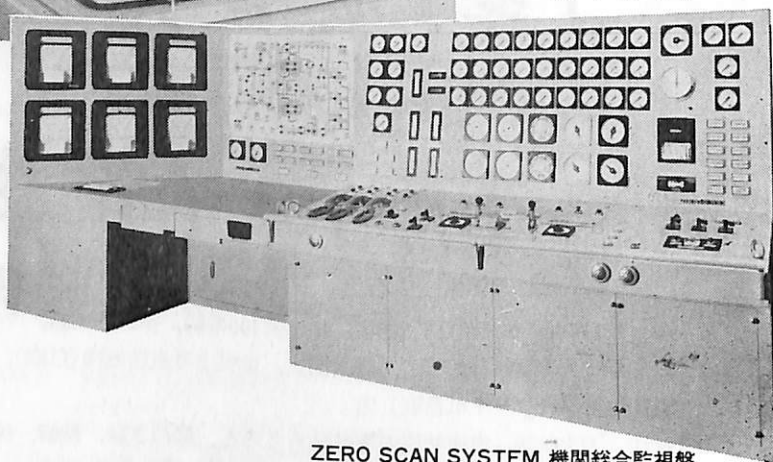
データロガー・監視盤



ZERO SCAN SYSTEM
データロガー

- 本システムは当社が船舶自動化用として他に先駆けて開発した全く新しい理想的なシステムであります。
- すべての発信器と受信器が1:1の常時監視方式であります。
- MO適用船の推奨規則に最適のものであります。
- ユーザー各位の経済性を主眼として製作されております。

納入実績 3 万点以上



ZERO SCAN SYSTEM 機関総合監視盤



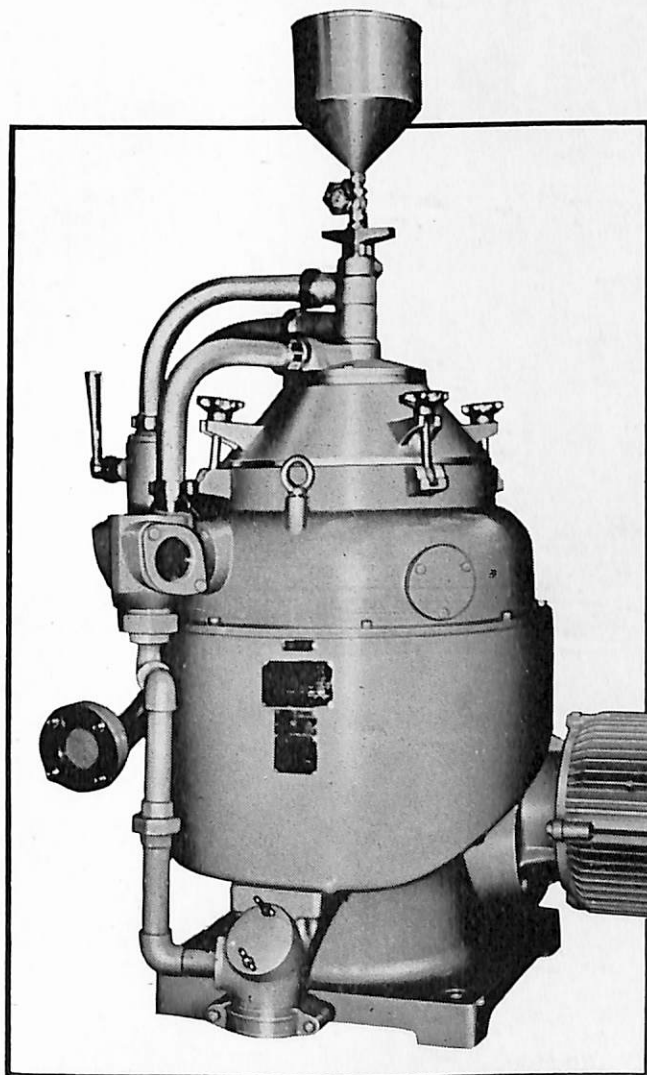
理化電機工業株式会社

本社・工場 東京都目黒区中央町1-9-1 TEL 東京(03)712-3171(代) ☎152 TELEX246-6184
横浜工場 神奈川県横浜市緑区青砥町342 TEL (045)932-6841(代) ☎226
本社営業部 東京都目黒区柿ノ木坂1-17-11 理化電機ビル TEL (03)723-3431(代) ☎152
大阪営業所 大阪市東区本町1-18 山甚ビル TEL 大阪(06)261-7161(代) ☎541
小倉営業所 北九州市小倉北区米町1-1-5 小倉朝日三井ビル TEL 小倉(093)551-0288 ☎802

船舶機関部の合理化に 三菱セルフジェクタ

自動排出遠心分離機

7機種(700~12,000 l/h)



三菱セルフジェクタはその独特の機構により運転を停めることなくスラッジの排出を連続自動的に行なうことができますから稼働率が非常に高くその優秀な分離機能と併せて清浄度を最高に維持できます。



遠心分離機の総合メーカー

三菱化工機株式会社

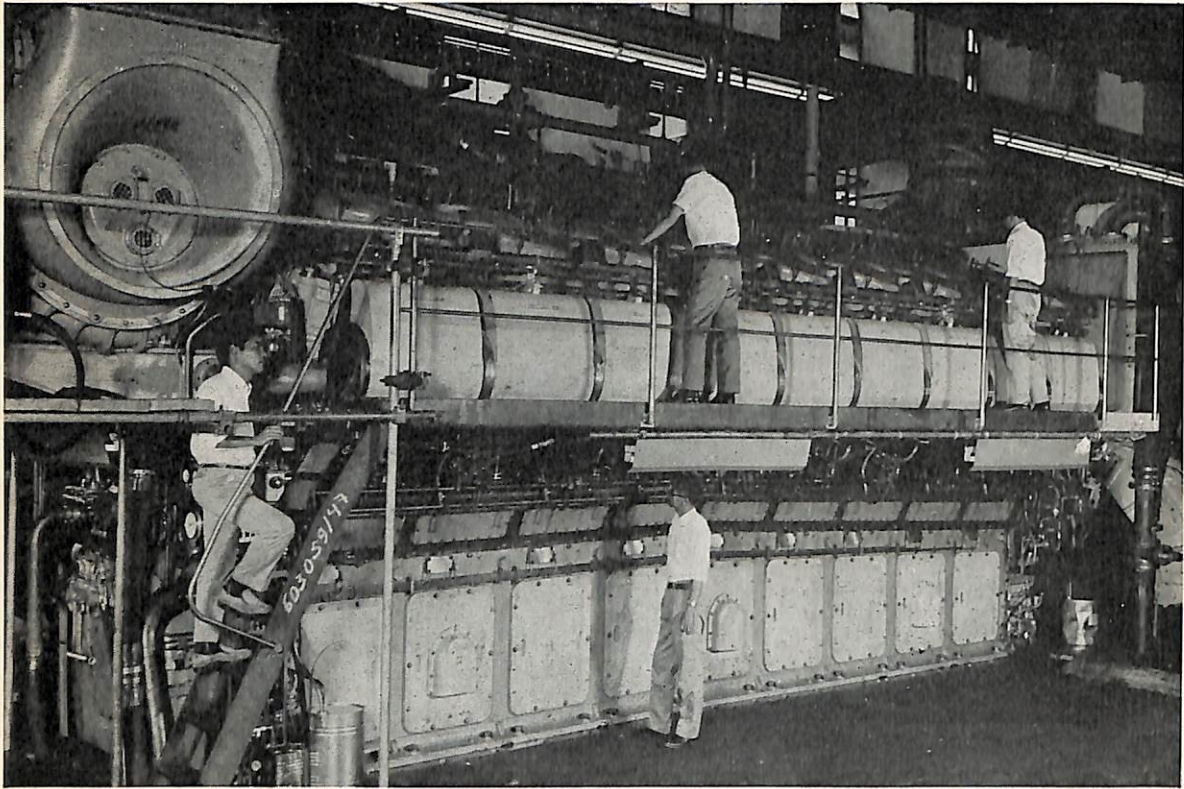
機器営業部

〒100 東京都千代田区内幸町二丁目2番3号(日比谷国際ビル)

電話番号 東京(03)508-8911(代)

M·A·N

52 / 55 A



比出力：単位容積当り 137PS/m³， シリンダ当り 1055PS/CYL.

特に粗悪油用に開発された4サイクルディーゼル機関52/55Aの出力が上がります。機関の名称は52/55Aとなります。

本機関はクロスヘッド2サイクルディーゼル機関の利点（高いシリンダ出力、確実な粗悪油運転）と4サイクル機関の長所（小形軽量）

を兼備しています。

18シリンダV型52/55Aでは18,990PS、多機関ギヤード方式にすれば、プラントの出力は幾倍にもなります。

6,330PS（6シリンダ）直列から50,000PS以上の広い出力範囲が得られます。

M·A·N (ジャパン) リミッテド

本社
神戸サービスベース
横浜サービスエンジニア

東京C.P.O. Box68 Tel. (03) 214-5931
神戸C.P.O. Box1170 Tel. (078) 671-0765
Tel. (045) 201-2931

ライセンシー

川崎重工業株式会社
三菱重工業株式会社

保存委番号：

221045

東京／神戸
東京／横浜

MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AKTIENGESELLSCHAFT / WEST GERMANY

雑誌コード 5541-12

船 第四十七卷 第十二号

昭和五年三月二十日 第三種郵便物認可
昭和四十九年十二月七日 印刷
昭和四十九年十二月十二日 発行
(毎月一回)

編集発行
印刷所

東京都新宿区赤城下町五〇番地
田岡健一
高橋活版所

定価 六〇〇円
発行所

東京都新宿区赤城下町五〇番地
天 然社
電話 東京(03)七九五六二番
振替 東京(03)一〇八番